

Politechnika Łódzka

ZESZYTY NAUKOWE Nr 1137

RYSZARD CHODKIEWICZ

TURBINOWY SILNIK PAROGAZOWY  
W WIELOPALIWOWYCH  
I WIELOFUNKCYJNYCH  
SYSTEMACH ENERGETYCZNYCH

ŁÓDŹ 2012

POLITECHNIKA ŁÓDZKA

ZESZYTY NAUKOWE Nr 1137

ROZPRAWY NAUKOWE, Z. 438

RYSZARD CHODKIEWICZ

TURBINOWY SILNIK PAROGAZOWY  
W WIELOPALIWOWYCH  
I WIELOFUNKCYJNYCH  
SYSTEMACH ENERGETYCZNYCH

ŁÓDŹ 2012

**ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŁÓDZKIEJ**  
**SCIENTIFIC BULLETIN OF THE LODZ UNIVERSITY**  
**OF TECHNOLOGY**  
**BULLETIN SCIENTIFIQUE**  
**DE L'UNIVERSITÉ POLYTECHNIQUE DE LODZ**  
**НАУЧНЫЕ ЗАПИСКИ**  
**ЛОДЗИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА**  
**WISSENSCHAFTLICHE HEFTE**  
**DER TECHNISCHEN UNIVERSITÄT IN LODZ**

Redaktor Działu: **prof. dr hab. inż. Piotr Wodziński**

Recenzenci: **prof. dr hab. inż. Andrzej Miller**  
**prof. dr hab. inż. Jan Krysiński**

© Copyright by Politechnika Łódzka 2012

Adres Redakcji – Адрес Редакции – Editor's Office  
Adresse de Redaction – Schriftleitungsadresse:

**WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŁÓDZKIEJ**

90-924 Łódź, ul. Wólczańska 223

tel./fax 42-684-07-93

e-mail: [zamowienia@info.p.lodz.pl](mailto:zamowienia@info.p.lodz.pl)

[www.wydawnictwa.p.lodz.pl](http://www.wydawnictwa.p.lodz.pl)

**ISSN 0137-4834**

Nakład 100 egz. Ark. druk. 10,0. Papier offset. 80 g, 70 x 100  
Druk ukończono w grudniu 2012 r.  
Wykonano w Drukarni Offsetowej Quick-Druk, 90-562 Łódź, ul. Łąkowa 11

# SPIS TREŚCI

|                                                                                                                                                                                                                  |           |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>Słowo wstępne – pamięci dr. inż. Ryszarda Chodkiewicza .....</b>                                                                                                                                              | <b>5</b>  |
| <b>Oznaczenia i akronimy .....</b>                                                                                                                                                                               | <b>7</b>  |
| <b>1. Wprowadzenie.....</b>                                                                                                                                                                                      | <b>17</b> |
| <b>2. Przegląd innowacyjnych koncepcji i projektów wysokosprawnych i niskoemisyjnych systemów energetycznych .....</b>                                                                                           | <b>19</b> |
| 2.1. Metody polepszania sprawności silników turbospalinowych .....                                                                                                                                               | 19        |
| 2.2. Turbozespół gazowy z rekuperacją ciepła procesowego lub odpadowego.....                                                                                                                                     | 30        |
| 2.2.1. Turbina gazowa z rekuperacją ciepła procesowego w instalacjach kwasu azotowego $\text{HNO}_3$ .....                                                                                                       | 30        |
| 2.2.2. Turbiny gazowe w rafineriach ropy naftowej.....                                                                                                                                                           | 36        |
| 2.2.3. Kombinowane siłownie parowo-gazowe z turbinami rekuperacyjnymi w hutnictwie.....                                                                                                                          | 39        |
| 2.3. Procesy gazoturbinowe z nawilżaniem, odparowaniem i wtryskiem pary do silnika turbospalinowego.....                                                                                                         | 42        |
| 2.4. Innowacyjne systemy energetyczne wykorzystujące niekonwencjonalne paliwa, oddzielanie $\text{CO}_2$ z gazów spalinowych i najnowsze technologie polepszania sprawności produkcji energii elektrycznej ..... | 50        |
| 2.5. Siłownie wielopaliwowe.....                                                                                                                                                                                 | 67        |
| 2.5.1. Możliwości modyfikacji istniejących turbozespołów gazowych do sprzężeń z siłowniami parowymi dla oszczędnego użycia wysokowartościowego paliwa gazowego.....                                              | 71        |
| 2.5.2. Turbozespoły gazowe z wtryskiem pary wodnej do komory spalania – propozycja autora pracy.....                                                                                                             | 80        |
| <b>3. Turbinowy silnik parogazowy w wielopaliwowych systemach kogeneracyjnych.....</b>                                                                                                                           | <b>89</b> |
| 3.1. Opis zmodyfikowanej siłowni DF-SGT.....                                                                                                                                                                     | 90        |
| 3.2. Dane bloków referencyjnych i ich zadanie.....                                                                                                                                                               | 93        |
| 3.3. Metodologia obliczeń obiegu i procedury określania parametrów obiegu SGT.....                                                                                                                               | 94        |
| 3.3.1. Założenia i definicje użytych pojęć.....                                                                                                                                                                  | 94        |
| 3.4. Obliczanie układu sprężania i wzbogacania tlenem.....                                                                                                                                                       | 96        |
| 3.4.1. Definicje sprawności i wskaźników wykorzystania paliwa...                                                                                                                                                 | 97        |
| 3.4.2. Bilans komory spalania.....                                                                                                                                                                               | 99        |
| 3.4.3. Obliczanie turbiny parogazowej.....                                                                                                                                                                       | 101       |

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      |            |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| 3.5. Wyniki obliczeń. Wpływ poszczególnych parametrów na osiągi obiegu.....                                                                                                                                                                                                                                          | 101        |
| 3.5.1. Wpływ ciśnienia za turbiną parogazową $p_4$ na osiągi układu energetycznego.....                                                                                                                                                                                                                              | 101        |
| 3.6. Wpływ temperatury TIT na osiągi systemu energetycznego.....                                                                                                                                                                                                                                                     | 111        |
| 3.7. Wpływ udziału objętościowego tlenu w sprężanej mieszance powietrze/tlen przed komorą spalania na osiągi systemu energetycznego.....                                                                                                                                                                             | 116        |
| 3.8. Porównanie sprawności i mocy bloków SGT-Łag i SGT-West.....                                                                                                                                                                                                                                                     | 121        |
| 3.9. Badanie wpływu minimalnej różnicy temperatur w wymiennikach do podgrzewu wody zasilającej kocioł węglowy.....                                                                                                                                                                                                   | 122        |
| 3.9.1. Badanie wrażliwości modelu na intensywność chłodzenia układu łopatkowego.....                                                                                                                                                                                                                                 | 124        |
| 3.10. Wykorzystanie wysokotemperaturowego ciepła $Q_{HTHR}$ dla zwiększenia efektywności wykorzystania paliwa w systemach DF-SGT.....                                                                                                                                                                                | 126        |
| 3.10.1. Sekwestracja i magazynowanie $CO_2$ z odlotowych gazów spalinowych przy wykorzystaniu ciepła wysokotemperaturowego w systemie DF-SGT i komandera (zespół sprężający $CO_2 + N_2$ , turbina ekspansyjna $N_2$ i motor-generator) w celu zmniejszenia zapotrzebowania mocy na sprężanie gazów spalinowych..... | 129        |
| 3.10.2. Wykorzystanie wysokotemperaturowego ciepła odlotowego z bloku SGT-Łag 460, łączonego z różnymi systemami energetycznymi.....                                                                                                                                                                                 | 131        |
| 3.10.2.1. Sprężenie z siłownią nuklearną.....                                                                                                                                                                                                                                                                        | 131        |
| 3.10.2.2. Sprężenie z siłownią nuklearną z ciśnieniowym reaktorem jądrowym (PWR) dla przegrzania pary świeżej doprowadzanej do części WP kondensacyjnej turbiny parowej.....                                                                                                                                         | 137        |
| <b>4. Przyszłościowe możliwości sprężeń omawianych technologii z turbinowym silnikiem parogazowym.....</b>                                                                                                                                                                                                           | <b>139</b> |
| <b>5. Podsumowanie i wnioski końcowe.....</b>                                                                                                                                                                                                                                                                        | <b>140</b> |
| <b>Literatura.....</b>                                                                                                                                                                                                                                                                                               | <b>143</b> |
| <b>Spis rysunków.....</b>                                                                                                                                                                                                                                                                                            | <b>152</b> |

## **Słowo wstępne – pamięci dr. inż. RYSZARDA CHODKIEWICZA**

Dr inż. Ryszard Chodkiewicz urodził się 27 listopada 1957 roku w Łodzi. Był absolwentem Wydziału Mechanicznego Politechniki Łódzkiej, który ukończył w 1982 roku. Studiował na kierunku mechanika i budowa maszyn w specjalności systemy, maszyny i urządzenia energetyczne.

Po ukończeniu studiów rozpoczął pracę w Zakładzie Turbin Instytutu Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej, początkowo jako konstruktor, a następnie od 1991 roku jako asystent. W tym okresie uczestniczył w projektowaniu, konstruowaniu i badaniach turbin oraz obliczeń układów turbinowych w ramach realizacji centralnych planów projektów badawczych i rozwojowych.

W 1997 roku obronił na Wydziale Mechanicznym pracę doktorską z dziedziny turbin, zatytułowaną „Obliczanie przepływu osiowosymetrycznego w ułopatkowaniu turbinowym ze szczególnym uwzględnieniem przepływów wtórnych”. Od 1 grudnia 1997 roku rozpoczął pracę na stanowisku adiunkta. Po uzyskaniu stopnia doktora nauk technicznych działalność naukowa dr. Ryszarda Chodkiewicza skupiała się w dalszym ciągu wokół zagadnień turbinowych i dotyczyła:

- modelowania, optymalizacji i obliczania ułopatkowań turbin ciepłych oraz turbin wodnych,
- modernizacji i projektowania turbin parowych oraz turbin obiegów czynników niskowrzących (obiegi typu ORC – Organic Rankine Cycle),
- analizy nowoczesnych obiegów siłowni ciepłych (obieg HAT – Humid Air Turbine) oraz obiegów siłowni wykorzystujących ciepło „odpadowe”.

Efektom tych prac, w których udział dr. inż. Ryszarda Chodkiewicza był znaczący, było opracowanie nowych konstrukcji turbin dla energetyki, w tym energetyki rozproszonej, a także modernizacji turbin dla wielu gałęzi przemysłu i energetyki.

Dr inż. Ryszard Chodkiewicz był autorem i współautorem wielu publikacji i artykułów zamieszczanych w materiałach konferencji międzynarodowych i krajowych, czasopismach naukowych zagranicznych i krajowych, wielu opracowań dla przemysłu, jak również jest autorem fundamentalnego podręcznika dla studentów „Ćwiczenia projektowe z turbin ciepłych”. W 1999 roku został laureatem nagrody Siemens, a w 2000 roku uzyskał wyróżnienie Best Paper Award nadawane przez Electric Power Committee of American Society of Mechanical Engineers.

Dr inż. Ryszard Chodkiewicz prowadził różne formy zajęć dla studentów studiów dziennych i zaocznych, stacjonarnych i podyplomowych z przedmiotów dotyczących turbin, metrologii, siłowni cieplnych. Prowadził wiele projektów w ramach prac przejściowych oraz kierował pracami dyplomowymi. Przez wiele lat był opiekunem Koła Naukowego Energetyków i współuczestniczył w tworzeniu, a następnie w organizacji kolejnych edycji konferencji studenckich poświęconych zarządzaniu dla zrównoważonego rozwoju. Wielokrotnie także opiekował się studentami obcokrajowcami, którzy w ramach wymiany IAESTE odbywali praktyki w Instytucie Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej.

Rezultatem prac teoretycznych, badawczych i stosowanych jest prezentowana praca, którą dr inż. Ryszard Chodkiewicz zdołał przygotować. Od wielu lat zmagał się z chorobą nerek, a w ostatnim czasie także z powikłaniami, które dotknęły Jego układ krążenia. W styczniu 2010 roku choroba przerwała skutecznie Jego pracę. 28 lutego 2010 roku dr Ryszard zmarł. Nie zdążył wydać Swojej rozprawy habilitacyjnej i przystąpić do kolokwium habilitacyjnego. Nie zdążył tylu rzeczy, które planował. Odszedł od nas oddany pracy człowiek i fachowiec, lubiany nauczyciel akademicki, który chętnie przekazywał Swoją wiedzę i umiejętności studentom, który zawsze potrafił znaleźć dla studentów czas. Jednocześnie, dr inż. Ryszard Chodkiewicz, bardzo chory od wielu lat, nie poddawał się i można było odnieść wrażenie, że On był silniejszy od wszelkich dolegliwości, a praca była dla Niego pożywką dodającą sił.

Pragnę wyrazić wyrazy serdecznego podziękowania recenzentom pracy, prof. dr. hab. inż. Andrzejowi Millerowi oraz prof. dr. hab. inż. Janowi Krysińskiemu oraz współpracownikom z Instytutu Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej, którzy pomogli i przyczynili się do wydania tej rozprawy. Jest ona podziękowaniem i hołdem dla śp. dr. inż. Ryszarda Chodkiewicza.

dr hab. inż. Krzysztof Jóźwik, prof. PŁ

Dyrektor Instytutu Maszyn Przepływowych  
Politechniki Łódzkiej

## OZNACZENIA I AKRONIMY

### Wielkości geometryczne

#### Długość

|                          |                                                               |
|--------------------------|---------------------------------------------------------------|
| $l$ [ m ]                | – długość ogólnie, długość łopatki;                           |
| $b$ [ m ]                | – cięciwa profilu;                                            |
| $B$ [ m ]                | – szerokość wieńca;                                           |
| $t$ [ m ]                | – podziałka;                                                  |
| $D$ [ m ]                | – średnica;                                                   |
| $R, r$ [ m ]             | – promień;                                                    |
| $\delta$ [ m ]           | – grubość ścianki rury;                                       |
| $a$ [ m ]                | – podziałka poprzeczna wymiennika;                            |
| $a$ [ m ]                | – średnica koła wpisanego w kanał międzyłopatkowy na wylocie; |
| $b$ [ m ]                | – podziałka wzdłużna wymiennika;                              |
| $f_G$ [ m <sup>2</sup> ] | – swobodny przekrój przepływowy wymiennika;                   |
| $F$ [ m <sup>2</sup> ]   | – powierzchnia przenikania ciepła;                            |

#### Powierzchnia

|                           |                                                                     |
|---------------------------|---------------------------------------------------------------------|
| $A, F$ [ m <sup>2</sup> ] | – powierzchnia;                                                     |
| $A_c$ [ m <sup>2</sup> ]  | – powierzchnia kontrolna;                                           |
| $f_c$ [ m <sup>2</sup> ]  | – swobodny przekrój przepływowy (bez powierzchni rurek wymiennika); |

#### Objętość

|                          |                       |
|--------------------------|-----------------------|
| $V$ [ m <sup>3</sup> ]   | – objętość;           |
| $V_c$ [ m <sup>3</sup> ] | – objętość kontrolna; |

#### Kąt (strugi i łopatki mierzony od wektora prędkości unoszenia $\vec{u}$ )

|                             |                                                                                                      |
|-----------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\alpha, \beta$ [ deg ]     | – kąt strugi w układzie nieruchomym i unoszonym;                                                     |
| $\alpha^*, \beta^*$ [ deg ] | – geometryczny kąt odpowiednich elementów konstrukcyjnych (np. kąt pochylenia szkieletowej łopatki); |



---



---

|                                                   |                                                                       |
|---------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------|
| $\Delta\alpha_1 = \alpha_1 - \alpha_1^*$<br>[deg] | – kąt odchylenia strugi od kąta nominalnego na wypływie z kierownicy; |
| $\alpha_{0-1}$ [ deg ]                            | – kąt odgięcia strugi w wieńcu kierownicy;                            |
| $\beta_{1-2}$ [ deg ]                             | – kąt odgięcia strugi w wirniku;                                      |
| $\alpha_{0-1}^*$ [ deg ]                          | – kąt odgięcia szkieletowej profilu kierownicy;                       |

### **Wielkości kinetyczne**

#### **Czas, częstość**

|                           |                                        |
|---------------------------|----------------------------------------|
| $t$ [ s ]                 | – czas;                                |
| $n$ [ 1/s ]               | – częstość obrotów;                    |
| $\omega = 2\pi n$ [ 1/s ] | – częstość kątowna (prędkość kątowna); |
| $f$ [ Hz ]                | – częstość drgań;                      |
| $f_0$ [ Hz ]              | – częstość drgań własnych;             |

#### **Prędkość**

|                      |                                                           |
|----------------------|-----------------------------------------------------------|
| $\vec{v}, v$ [ m/s ] | – wektor prędkości i jego wartość (oznaczenie ogólne);    |
| $\vec{c}, c$ [ m/s ] | – wektor prędkości w układzie nieruchomym i jego wartość; |
| $\vec{w}, w$ [ m/s ] | – wektor prędkości w układzie wirującym i jego wartość;   |
| $\vec{u}, u$ [ m/s ] | – wektor prędkości unoszenia;                             |

#### **Prędkości charakterystyczne czynnika i jego stanu**

$a = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}$  [ m/s ] – prędkość dźwięku;

$$a_L = \sqrt{\frac{2}{\kappa + 1} \cdot R \cdot T_e} \quad [ \text{m/s} ]$$

– prędkość Laval'a;

$$a_C = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot T_e} \quad [ \text{m/s} ]$$

– prędkość Crocco;

## Wielkości dynamiczne

|                                                                |                            |
|----------------------------------------------------------------|----------------------------|
| $m$ [ kg ]                                                     | – masa;                    |
| $\rho$ [ kg/m <sup>3</sup> ]                                   | – gęstość masy;            |
| $v$ [ m <sup>3</sup> /kg ]                                     | – objętość właściwa;       |
| $\dot{m}$ [ kg/s ]                                             | – strumień masy;           |
| $\rho_{\dot{m}} = \frac{\dot{m}}{A}$ [ kg/(m <sup>2</sup> s) ] | – gęstość strumienia masy; |
| $F$ [ N ]                                                      | – siła;                    |
| $G$ [ N ]                                                      | – ciężar;                  |
| $I = m \cdot c$ [ N's ]                                        | – pęd;                     |
| $c = I/m$ [ m/s ]                                              | – pęd właściwy;            |
| $\rho_I = I/V$ [ N's/m <sup>3</sup> ]                          | – gęstość pędu;            |
| $\dot{I} = \partial I / \partial t$ [ N ]                      | – strumień pędu;           |
| $\rho_i = \rho_{\dot{m}} \cdot c$ [ Pa ]                       | – gęstość strumienia pędu; |
| $J = F \cdot t$ [ N's ]                                        | – impuls płynu;            |
| $\dot{J} = \partial J / \partial t$ [ N ]                      | – strumień impulsu płynu;  |
| $p_{dyn}$ [ Pa ]                                               | – ciśnienie dynamiczne;    |
| $I, J$ [ kg·m <sup>2</sup> ]                                   | – moment bezwładności;     |
| $\eta$ [ N's/m ]                                               | – lepkość dynamiczna;      |
| $\nu = \eta / \rho$ [ m <sup>2</sup> /s ]                      | – lepkość kinematyczna;    |
| $M$ [ kg/kmol ]                                                | – masa molowa;             |

## Wielkości energetyczne i cieplne

### Energia

|           |                             |
|-----------|-----------------------------|
| $E$ [ J ] | – energia;                  |
| $L$ [ J ] | – praca;                    |
| $Q$ [ J ] | – ciepło (energia cieplna); |

**Energia właściwa**

|                                 |                                                                                |
|---------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|
| $e$ [ $\text{m}^2/\text{s}^2$ ] | – energia właściwa;                                                            |
| $l$ [ $\text{m}^2/\text{s}^2$ ] | – praca właściwa;                                                              |
| $q$ [ $\text{m}^2/\text{s}^2$ ] | – energia cieplna właściwa;                                                    |
| $e_u$ [ J/kg ]                  | – energia przekazywana w stopniu;                                              |
| HR [kJ/kWh]                     | – jednostkowe zużycie ciepła;                                                  |
| $a$ [kJ/kg]                     | – praca właściwa;                                                              |
| $a$ [kJ/kg]                     | – moc jednostkowa (moc odniesiona do 1 kg/s czynnika płynącego przez maszynę); |

**Gęstość energii**

|                                     |                             |
|-------------------------------------|-----------------------------|
| $\rho_E = E/V$ [ J/m <sup>3</sup> ] | – gęstość energii;          |
| $\rho_L = L/V$ [ J/m <sup>3</sup> ] | – gęstość pracy;            |
| $\rho_Q = Q/V$ [ J/m <sup>3</sup> ] | – gęstość energii cieplnej; |

**Strumień energii, moc**

|                                           |                              |
|-------------------------------------------|------------------------------|
| $\dot{E} = \partial E / \partial t$ [ W ] | – strumień energii;          |
| $\dot{L} = \partial L / \partial t$ [ W ] | – strumień pracy;            |
| $\dot{Q} = \partial Q / \partial t$ [ W ] | – strumień energii cieplnej; |
| $P$ [ W ]                                 | – moc;                       |
| $P_{el}$ [ W ]                            | – moc elektryczna;           |
| $P_Q$ [ W ]                               | – moc cieplna;               |

**Gęstość strumienia energii**

|                                                     |                                        |
|-----------------------------------------------------|----------------------------------------|
| $\rho_{\dot{E}} = \dot{E}/A_c$ [ W/m <sup>2</sup> ] | – gęstość strumienia energii;          |
| $\rho_{\dot{L}} = \dot{L}/A_c$ [ W/m <sup>2</sup> ] | – gęstość strumienia pracy;            |
| $\rho_{\dot{Q}} = \dot{Q}/A_c$ [ W/m <sup>2</sup> ] | – gęstość strumienia energii cieplnej; |
| $\dot{\rho}_E = \dot{E}/V_c$ [ W/m <sup>3</sup> ]   | – strumień gęstości energii;           |

## Wielkości pochodne zależne od wyboru potencjału

$$\lambda = \frac{\dot{Q}}{A \cdot (-dT/dx)} \quad [W/(m \cdot K)]$$

– przewodność cieplna;

$$\alpha = \dot{Q}/A \cdot (T_m - T_c) \quad [W/(m^2 \cdot K)]$$

– przejmowalność ciepła przez ściankę  $T_m$  – temperatura medium;  $T_c$  – temperatura ścianki;

$$k = \frac{\dot{Q}}{A \cdot (T_1 - T_2)} \quad [W/(m^2 \cdot K)]$$

– przenikalność ciepła;

$$\beta \quad [-]$$

– mnożnik uwzględniający wewnętrzne przejmowanie ciepła oraz opór przewodnictwa cieplnego – aneks wzór (9-5);

## Parametry stanu termodynamicznego

### Parametry termiczne

$p, p_e \quad [Pa]$  – ciśnienie statyczne i całkowite;

$t, t_e \quad [^{\circ}C]$  – temperatura statyczna i całkowita;

$T, T_e \quad [K]$  – temperatura statyczna i całkowita;

$\rho \quad [kg/m^3]$  – gęstość;

$R = z \cdot R_{id} \quad [J/(kg \cdot K)]$

– stała gazowa;

$R_{id} \quad [J/(kg \cdot K)]$  – stała gazowa przy  $p \rightarrow 0$  i  $\rho \rightarrow 0$  (gaz idealny);

$z = p/(R_{id} \cdot \rho \cdot T) \quad [-]$  – wskaźnik ściśliwości;

$\Delta T_i \quad [K]$  – logarytmiczna różnica temperatur;

$\Theta = 1 - T_{ot}/T \quad [-]$  – temperatura egzergetyczna ( $T_{ot}$  – temperatura otoczenia);

$W_u, LHV \quad [kJ/m^3, kJ/kg]$

– dolna wartość opałowa;

HHV [kJ/m<sup>3</sup>, kJ/kg]

– górna wartość opałowa;

$$u = \int_{27315}^T c_v \cdot dT \quad [J/kg] \quad \text{– energia wewnętrzna wł.};$$

### Parametry kaloryczne

$$h = \int_{27315}^T c_p \cdot dT \quad [J/kg] \quad \text{– entalpia termiczna statyczna właściwa};$$

$c_p, c_v$  [J/(m<sup>2</sup>·K)] – ciepło właściwe przy stałym p lub v;

$s$  [J/(kg·K)] – entropia właściwa;

$h_e = h + c^2/2$  [J/kg] – entalpia termiczna całkowita właściwa w układzie nieruchomym;

$h_e^+$  [J/kg] – entalpia termiczna całkowita właściwa w układzie wirującym;

### Parametry kaloryczne stanu drugiego rzędu

$$g_{A,Z} = h_A - T_Z \cdot s_A \quad [J/kg]$$

– potencjał termodynamiczny właściwy;

$$b_{A,Z} = g_{A,Z} - g_{Z,Z} \quad [J/kg]$$

– egzergia (maksymalna użyteczna praca układu) właściwa;

### Wskaźniki

#### Wskaźniki zmian

$\pi = p_2/p_1$  [-] – spręż (wskaźnik zmian ciśnienia);

$\tau = T_2/T_1$  [-] – wskaźnik zmian temperatury;

$\Psi$  [-] – wskaźnik spiętrzenia temperatury;

$\mu = \dot{m}_c / \dot{m}_g$  [-] – względny strumień masy czynnika chłodzącego łopatki;

### Wskaźniki charakterystyczne odcinków przemian, stopni i wieńców

$\varphi = c_a/u_2$  [ - ] – wskaźnik przelotności;

$$\Psi_s = h_{0-2s}/(u_2^2/2) \text{ [ - ]}$$

– wskaźnik izentropowego spadku entalpii;

$$\Psi_u = e_u/(u_2^2/2) \text{ [ - ]}$$

– wskaźnik napędu;

$$\lambda = \frac{P_u}{\dot{m} \cdot u_2^2/2} \text{ [ - ]}$$

– wskaźnik mocy oddawanej stopnia;

$$\Theta_w = h_{1-2s}/h_{0-2s} \text{ [ - ]}$$

– udział dynamiczny wirnika;

### Wskaźniki charakteryzujące stan czynnika

$f_\infty$  [ - ] – wskaźnik samoogrzania;

$r_i$  [ - ] – udział objętościowy i-tego składnika w mieszaninie;

$z_i$  [ - ] – udział molowy i-tego składnika w mieszaninie;

$x_i$  [ - ] – udział masowy i-tego składnika w mieszaninie ( $G_i$ );

$X$  [ - ] – zawartość pary wodnej w mieszaninie wilgotnego gazu nasyconego;

$\beta$  [ kmol/kmol ] – ilość kmoli powietrza potrzebna do spalania 1 kmola paliwa;

$\beta^0$  [ kmol/kmol ] – ilość kmoli tlenu potrzebna do spalania 1 kmola paliwa;

$\gamma$  [ kmol/kg paliwa]

– ilość kmoli spalin stechiometrycznych powstałych w wyniku spalania 1 kmola paliwa w powietrzu;

$\gamma^0$  [ kmol/kg paliwa]

– ilość kmoli spalin stechiometrycznych powstałych w wyniku spalania 1 kmola paliwa w tlenie;

- $\lambda$  [ - ] – współczynnik nadmiaru powietrza;
- $\eta$  [ kmol/kg powietrza ] – ilość kmoli powietrza potrzebnego do spalania 1 kmola paliwa przy zadanej temperaturze spalin (przy zadanym współczynniku nadmiaru powietrza  $\lambda$ );
- $R_2$  [ - ] – udział spalin stechiometrycznych w spalinach rozcieńczonych;
- $\sigma_{D1-2} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{c_1^2}$  [ - ] – stopień odzyskania energii kinetycznej w dyfuzorze;

### Wskaźniki odzyskiwania energii

- $\sigma_R = \frac{h_{2R} - h_2}{h_{2Rid} - h_2}$  [ - ] – stopień odzyskania ciepła w rekuperatorze;
- $\Omega_{1-2} = c_2/c_1$  [ - ] – stopień przyspieszenia strugi;
- $\Psi$  [ - ] – wskaźnik zmian temperatury w wymienniku;
- $\rho_R$  [ - ] – stosunek średnicy żeber;

### Wskaźniki geometryczne

- $Y$  [ - ] – stosunek średnicy wierzchołka łopatki do średnicy piasty;
- $z$  [ - ] – liczba stopni w turbinie;

### Wskaźniki ekonomiczne i emisje

- $k_j$  [ - ] – koszt jednostkowy;
- $k_{el}$  [ - ] – koszt jednostkowy energii elektrycznej;
- $k_{jg}$  [ - ] – koszt jednostkowy gazu ziemnego;
- $k_{jw}$  [ - ] – koszt jednostkowy węgla;

---



---

|                       |                              |
|-----------------------|------------------------------|
| $K_R$ [ PLN ]         | – suma kosztów kapitałowych; |
| $K_e$ [ PLN ]         | – koszty eksploatacji;       |
| $K_w$ [ PLN/s ]       | – koszt węgla;               |
| $K_g$ [ PLN/s ]       | – koszt gazu;                |
| $K_{odn}$ [ PLN/MWh ] | – względny koszt paliwa;     |
| $e$ [kg/MWh]          | – emisja względna;           |

### Liczby kryterialne

|            |                     |
|------------|---------------------|
| $Re$ [ - ] | – liczba Reynoldsa; |
| $Pr$ [ - ] | – liczba Prandtla;  |
| $Nu$ [ - ] | – liczba Nuselta;   |
| $ST$ [ - ] | – liczba Stanton;   |

### Wskaźniki określające dobroć procesów konwersji energii Sprawności przemian stanu termodynamicznego

$$\eta_{s1-2} = h_{1-2s}/h_{1-2} \quad [ - ]$$

– sprawność izentropowa sprężarki;

$$\eta_{s1-2} = h_{1-2}/h_{1-2s} \quad [ - ]$$

– sprawność izentropowa turbiny;

$$\eta_p = v dp/dh \quad [ - ]$$

– sprawność politropowa sprężarki;

$$\eta_p = dh/v dp \quad [ - ]$$

– sprawność politropowa turbiny;

$$\eta_{k0-1} = \frac{c_1^2/2}{c_0^2/2 + h_{0-1s}}$$

– sprawność przepływu kierownicy stopnia turbiny;

$$\eta_{k1-2}^+ = \frac{w_2^2/2}{w_1^2/2 + (u_2^2 - u_1^2)/2 + h_{1-2s}}$$

– sprawność przepływu wirnika stopnia turbiny;

$$\eta_{k1-2} = 1 - \sigma_{D1-2} (1 - \eta_{s1-2})$$

– sprawność przepływu dyfuzora;

$$\varepsilon_0$$

– sprawność chłodzenia;



**Sprawności stopnia**

$$\eta_u = e_u / (h_{1-2s} + c_0^2/2 - c_2^2/2)$$

– sprawność napędu stopnia turbinowego;

$$\eta_i = \eta_u - \Sigma \zeta_{\text{dod}} \quad [ - ]$$

– sprawność wewnętrzna stopnia turbinowego;

**Sprawności i wskaźniki obiegu i silnika**

$$\eta_F \quad [ - ]$$

– sprawność paliwowa;

$$\eta_{\text{the}} \quad [ - ]$$

– efektywna sprawność termiczna;

$$\eta_{i_{\text{the}}} \quad [ - ]$$

– sprawność termiczna;

$$\eta_{\text{the\_LHV}}, \eta_{\text{LHV}} \quad [ - ]$$

– efektywna sprawność termiczna odniesiona do dolnej wartości opałowej;

$$\eta_{\text{the\_HHV}}, \eta_{\text{HHV}} \quad [ - ]$$

– efektywna sprawność termiczna odniesiona do górnej wartości opałowej;

$$SK \quad [ - ]$$

– wskaźnik skojarzenia;

$$\lambda \quad [ - ]$$

– wskaźnik wykorzystania energii;

$$\lambda_F \quad [ - ]$$

– wskaźnik wykorzystania paliwa;

**Straty**

$$\zeta_P \quad [ - ]$$

– strata profilowa;

$$\zeta_B \quad [ - ]$$

– strata brzegowa;

$$\zeta_{\text{dod}} \quad [ - ]$$

– strata dodatkowa;

$$\varepsilon \quad [ - ]$$

– względna strata ciśnienia;

# 1. WPROWADZENIE

Współczesne tendencje rozwoju energetyki wskazują na dominującą rolę badań i wprowadzania do użytku nowych technologii obiecujących produkcję energii elektrycznej z najwyższą sprawnością, przy możliwie małej emisyjności gazów cieplarnianych, a jednocześnie z wykorzystaniem paliw o ustabilizowanych cenach.

Paliwa węglowe, najbardziej rozpowszechniony rodzaj paliw w świecie, pozostaną najpewniejszym pierwotnym źródłem energii o stałych cenach jeszcze w dopiero co rozpoczętym XXI wieku. Ostatnie prognozy [118] wskazują, że na świecie do roku 2020 udział elektryczności wytworzonej z paliw węglowych pozostanie na stałym poziomie, podczas gdy przyrost produkcji energii elektrycznej będzie stały i równy 3% rocznie. Oznacza to, że ilość energii elektrycznej z węgla podwoi się do 2020 roku, mimo przyrostu zużycia gazu ziemnego i energii wytwarzanej ze źródeł odnawialnych.

Prawie 20% światowej emisji CO<sub>2</sub> przypada na produkcję energii elektrycznej (np. [92]) i ma swoje źródło w spalaniu głównie trzech paliw, używanych w elektrowniach: węgla kamiennego, węgla brunatnego i gazu ziemnego.

Jedyną możliwością redukcji wysokiej emisji CO<sub>2</sub>, wynikającej ze spalania obu rodzajów węgla, jest zwiększenie sprawności konwersji energii. W konwencjonalnych elektrowniach, spalających paliwa węglowe, zwiększenie sprawności osiągalne jest tylko poprzez podnoszenie temperatury i ciśnienia pary dolotowej do turbin, optymalne przegrzanie wtórne oraz optymalny układ podgrzewania skroplin parą upustową przy możliwie niskim ciśnieniu w skraplaczu.

Dla efektywnego i czystszeo wykorzystania węgla w wytwarzaniu energii elektrycznej są w użyciu cztery intensywnie rozwijane technologie:

- siłownie parowe opalane pyłem węglowym o nadkrytycznych i super nadkrytycznych parametrach pary;
- siłownie parowe ze spalaniem w fluidalnym złożu cyrkulacyjnym;
- kombinowane gazowo-parowe siłownie ze spalaniem w ciśnieniowej warstwie fluidalnej;
- kombinowane siłownie opalane niskokalorycznym gazem z procesu gazyfikacji węgla, wliczając do nich również siłownie z częściowym zgazowaniem (piroliza) i spalaniem pozostałości zgazowania w kotłach węglowych.

Wymienione technologie mają w przyszłości radykalnie zwiększyć sprawność konwersji energii w siłowniach spalających węgiel, będąc kluczem do odnowy parku energetycznego Europy. Istniejąca od lat w Europie potrzeba zastąpienia kończących eksploatację elektrowni węglowych (200000 MW, w tym

40000 MW w Niemczech [40]) jest bowiem odsuwana ciągle na dalsze lata, a przeprowadzane modernizacje starszych elektrowni – mimo że są tak pomyślane, aby przy nie zwiększonym zużyciu węgla uzyskiwać jak największe przyrosty mocy elektrycznej („zielone megawaty” np. [114]) – nie mogą stanowić nawet cząstkowego rozwiązania problemu przebudowy energetyki europejskiej.

Gaz ziemny nadaje się szczególnie jako paliwo dla elektrowni, ponieważ jego spalanie spełnia najbardziej rygorystyczne wymagania ekologiczne. Turbiny gazowe opalane gazem ziemnym, włączone w kombinowane gazowo-parowe systemy energetyczne, osiągają sprawności, jakie nie są do uzyskania w żadnym innym systemie energetycznym.

Rosnące ceny gazu ziemnego powodują wzrost kosztów wytwarzania energii elektrycznej w siłowniach opalanych gazem oraz kosztów produkcji w instalacjach przemysłowych, w których gaz ziemny stanowi podstawowy surowiec do produkcji (np. przemysł azotowy, tworzyw sztucznych, komponentów paliw, itd.), nie licząc już użytkowników komunalnych.

Instalacje przemysłowe, zużywające gaz ziemny jako surowiec i wytwarzające również energię elektryczną jako produkt uboczny, znajdują się – jak dotychczas – na uboczu głównego nurtu doskonalenia systemów energetycznych, wyłącznie ukierunkowanych na produkcję energii elektrycznej. Wykorzystanie ciepła procesowego tych instalacji, zamiast jak dotąd w nisko-sprawnym obiegu parowym, powinno przebiegać w nowoczesnych kombinowanych procesach parowo-gazowych odpowiednio sprzężonych z procesami produkcyjnymi.

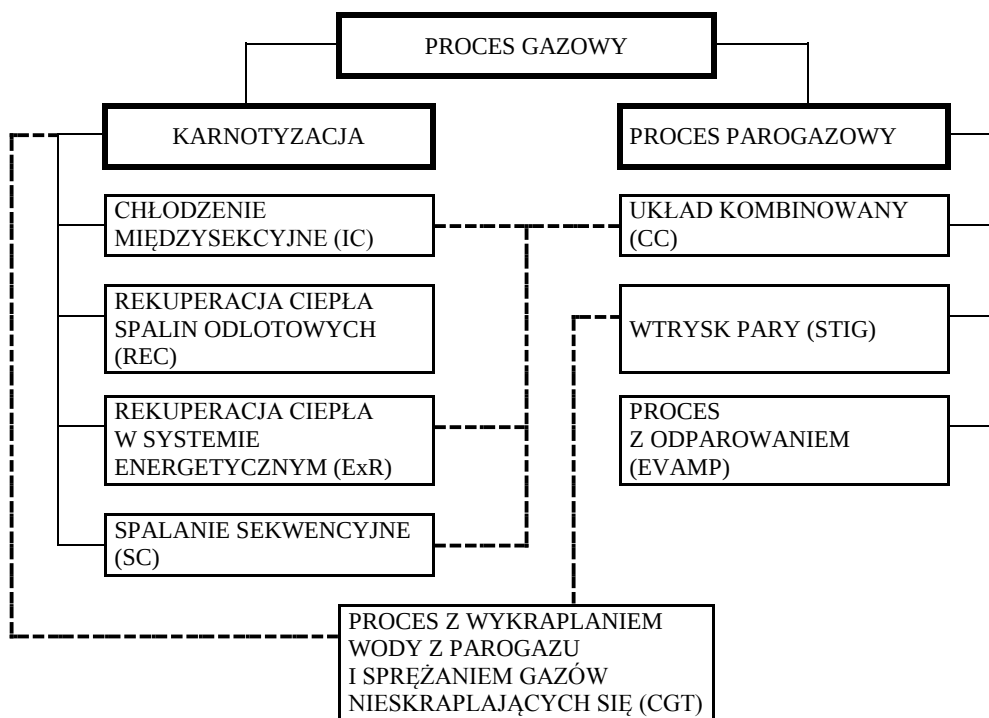
Wysoką sprawność i niską emisję CO<sub>2</sub> przy oszczędnym zużyciu gazu ziemnego rokuje siłownie wielopaliwowe (tzw. hybrydowe), których pierwsze prototypowe jednostki wprowadzono do eksploatacji przed kilku laty. Paliwa węglowe oraz biomasę lub biogaz uzupełnia w tych siłowniach gaz ziemny, spalany w komorze spalania turbozespołu gazowego w różny sposób sprzęganego z podstawowym parowym członem siłowni. Sprzężenie z obiegiem parowym turbozespołu gazowego może przebiegać w różny sposób i wpływać zarówno na sprawność systemu wielopaliwowego, jak i na proporcje spalanych paliw. Typ turbozespołu gazowego ma tu również ważne znaczenie (np. turbozespół z rekuperacją ciepła czy z wtryskiem pary do komory spalania, itp.) w aspekcie osiągania pożądanego efektu końcowego integracji.

## 2. PRZEGLĄD INNOWACYJNYCH KONCEPCJI I PROJEKTÓW WYSOKOSPRAWNYCH I NISKOEMISYJNYCH SYSTEMÓW ENERGETYCZNYCH

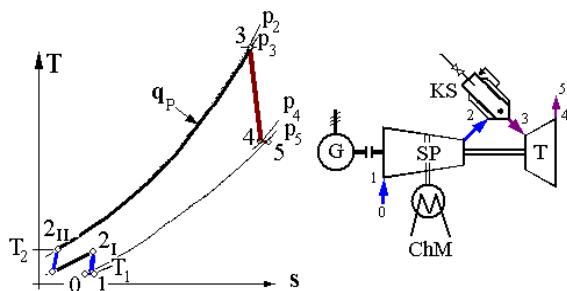
### 2.1. Metody polepszania sprawności silników turbospalinowych

Wysokotemperaturowy proces gazowy jest realizowany wg obiegu Joule’a. Rozwój tego silnika w ciągu kilkudziesięciu lat od uruchomienia w 1939 roku pierwszego w świecie turbozespołu gazowego (miejskie zakłady przemysłowe w Neuenburgu) był podyktowany żądaniami coraz wyższej sprawności i zbliżenia jej do sprawności obiegu Carnota (karnotyzacja) lub do równorzędnego mu pod względem sprawności obiegu Ericssona.

Tabela 2-1. Karnotyzacja procesu gazowego i jego łączenie z procesami paro-gazowymi oraz niektóre możliwości sprzężeń wg [19]



Powstało w tym okresie wiele skomplikowanych rozwiązań konstrukcyjnych, jak: układy wielokadłubowe, wielowalowe, realizujące złożone obiegi termodynamiczne, np. z chłodzeniem międzysekcyjnym w procesie sprężania, rekuperacją ciepła odlotowego turbiny (do podgrzania powietrza przed spalaniem) i pregrzaniem wtórnym w procesie ekspansji (tzw. spalanie sekwencyjne). W latach 70. powstały pierwsze układy gazowo-parowe (tzw. Combined Cycles, CC), wykorzystujące ciepło odlotowe turbiny gazowej w procesie parowym z turbozespołem parowym, obecnie ciągle doskonalone. Karnotyzację procesu gazoturbinowego, łącznie z procesami paro-gazowymi, przedstawia Tabela 2-1.

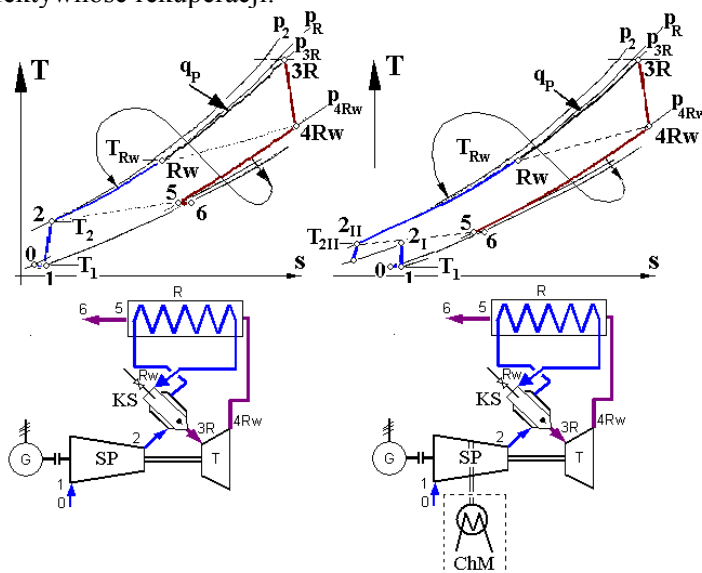


Rys. 2-1. Wykres przemian T-s i uproszczony schemat silnika turbospalinowego z chłodzeniem międzysekcyjnym sprężarki

G – generator, SP – sprężarka powietrza, ChM – chłodnica międzysekcyjna sprężarki, KS – komora spalania, T – turbina,  $q_p$  – ciepło dostarczane do obiegu w paliwie

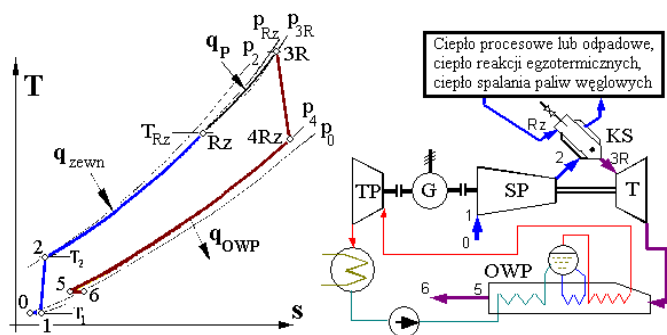
Najprostszym zabiegiem mającym na celu zbliżenie sprawności silnika turbinowego do sprawności obiegu Carnota jest zastosowanie chłodzenia międzysekcyjnego w sprężarce powietrznej przed komorą spalania (Rys. 2-1 – możliwy zysk na sprawności w porównaniu z obiegiem prostym oznaczenie IC na Rys. 2-5). Przy odpowiednim rozdzieleniu sprężu całkowitego na sekcję przed i za chłodnicą daje się uzyskać znaczną redukcję pracy sprężania i pokaźny zysk na mocy turbozespołu gazowego. Jednak niższa temperatura sprężonego powietrza przed komorą spalania w wyniku chłodzenia sprężarki powoduje wzrost zużycia paliwa tak, że w efekcie wpływ chłodzenia międzysekcyjnego na zwiększenie sprawności zespołu jest niewielki. Natomiast przy dużych sprężach ( $\pi \approx 40$  i więcej) i wysokich temperaturach, zysk na sprawności termicznej, wynikający z wprowadzenia chłodzenia międzysekcyjnego sprężarki, jest znaczny w porównaniu z turbozespołem pracującym wg obiegu prostego. Najlepszym tego przykładem jest ostatnio wprowadzony na rynek silnik turbospalinowy LMS 100 (np. [80]), przeznaczony do zastosowań przemysłowych (podgrzew wody zasilającej kocioł, produkcja mocy szczytowej z wtryskiem wody lub pary do turbiny itp.), który osiąga przy sprężu  $\pi = 42$  efektywną sprawność termiczną 46%, a przy wtrysku pary wodnej do komory spalania nawet 50%.

Znaczny zysk na sprawności daje wprowadzenie rekuperatora (Rys. 2-2 – rekuperacja ciepła spalin odlotowych, Rec), a w szczególności w kombinacji z optymalnym chłodzeniem sprężarki turbozespołu (IC+Rec na Rys. 2-5). Wymienniki rekuperacyjne, którym w długim okresie rozwoju silników turbospalinowych poświęcano dużo uwagi, są spotykane obecnie sporadycznie, przeważnie w jednostkach małej mocy lub średniej mocy, albo w zastosowaniach trakcyjnych. Wraz ze wzrostem sprężu i temperatury przed turbiną uwydatniają się bowiem mankamenty wymienników rekuperacyjnych stosowanych w silnikach turbospalinowych, gdyż po pierwsze rośnie dysproporcja między przejmowalnością ciepła po stronie powietrza i po stronie spalin, a po drugie, wskutek wysokich temperatur gazów spalinowych, rośnie jednocześnie zapotrzebowanie powietrza do chłodzenia turbiny, zmniejszając wyraźnie efektywność rekuperacji.



Rys. 2-2. Wykres przemian T-s i uproszczony schemat silnika turbospalinowego z rekuperacją ciepła spalin odlotowych (bez i z chłodzeniem międzysekcyjnym sprężarki) G – generator, SP – sprężarka powietrza, ChM – chłodnica międzysekcyjna sprężarki, KS – komora spalania, T – turbina, R – rekuperator,  $q_p$  – ciepło dostarczane do obiegu w paliwie

Rekuperacyjny wymiennik ciepła służyć może z powodzeniem do podgrzewania sprężonego powietrza przed komorą spalania turbozespołu gazowego ciepłem odpadowym lub procesowym z różnych instalacji przemysłowych, w których jest uwalniane ciepło wysokotemperaturowe (Rys. 2-3). Jest to tzw. rekuperacja zewnętrzna, a ściślej mówiąc – rekuperacja ciepła w systemie energetycznym.



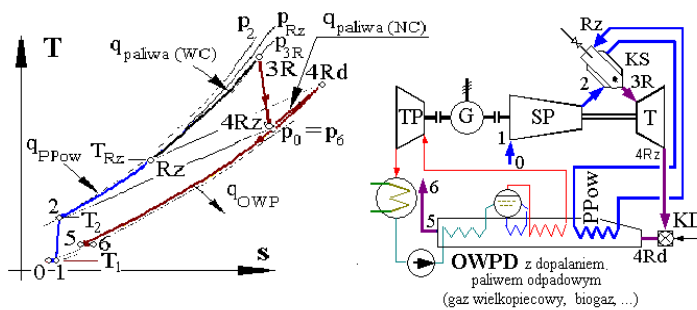
Rys. 2-3. Wykres przemian T-s i uproszczony schemat obiegu kombinowanego gazowo-parowego z rekuperacją ciepła w systemie energetycznym (tzw. rekuperacją zewnętrzną) bez chłodzenia międzysekcyjnego sprężarki

G – generator, SP – sprężarka powietrza, KS – komora spalania, T – turbina, TP – turbina parowa, OWP – odzyskowa wytwornica pary,  $q_P$  – ciepło dostarczane do obiegu w paliwie,  $q_{zewn}$  – ciepło dostarczane do procesu ze źródła zewnętrznego,  $q_{OWP}$  – ciepło spalin odlotowych turbozespołu gazowego odbierane w odzyskowej wytwornicy pary

Wówczas wysokoenergetyczne ciepło spalin odlotowych turbozespołu gazowego może być w pełni wykorzystane do generacji pary wodnej, służącej do wytwarzania dodatkowej mocy w turbinie parowej. Prowadzi to wprost do gazowo-parowego układu kombinowanego wysokiej sprawności, sprzężonego poprzez wymiennik rekuperacyjny z procesem produkcyjnym tych instalacji, i produkującego dzięki temu energię elektryczną z wysoką sprawnością, a w razie potrzeb również ciepło użytkowe (np. upust z turbiny parowej, turbozespół upustowo-kondensacyjny, turbozespół przeciwny).

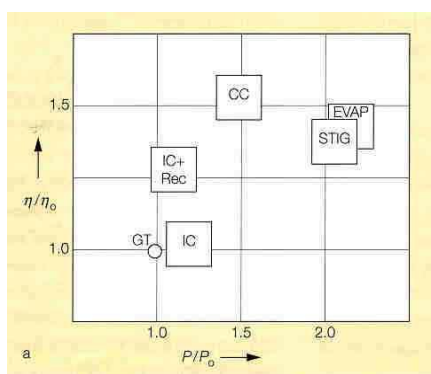
Do rekuperacji zewnętrznej zalicza się również przypadek przedstawiony na Rys. 2-4, gdzie do podgrzewania powietrza przed komorą spalania używa się część ciepła spalin opuszczających turbinę, pozyskaną wskutek spalania niskowartościowego paliwa w strudze gorących gazów spalinowych wewnątrz wytwornicy pary scalonej z podgrzewaczem powietrza (odzyskowa wytwornica pary z dopalaniem), wykorzystując znaczną jeszcze zawartość tlenu w spalinach. W obu tych wymienionych rozwiązaniach z rekuperacją zewnętrzną (Rys. 2-3 i Rys. 2-4) turbozespół gazowy, opalany gazem ziemnym, jest optymalnie sprzężony za pośrednictwem odzyskowej wytwornicy pary z kondensacyjną turbiną parową, tworząc kombinowany układ gazowo-parowy (CC), który osiągnął w swoim stosunkowo krótkim okresie rozwoju najwyższe sprawności, nieosiągalne w żadnym innym systemie energetycznym z turbiną gazową, co udowadnia wg [36] Rys. 2-5. Przedstawia on w układzie względnym sprawności  $\eta/\eta_0$  i moce  $P/P_0$  różnych pochodnych systemów prostego obiegu gazoturbinowego (GT), takie jak:

- z chłodzeniem międzystopniowym (IC),
- z chłodzeniem międzystopniowym i rekuperacją ciepła odlotowego turbiny (IC+REC),
- kombinowany system parogazowy (CC) przedstawiony w swym klasycznym rozwiązaniu (CC) na Rys. 2-6, lub ze spalaniem sekwencyjnym na Rys. 2-7,
- turbospół gazowy z odparowaniem wody (EVAP).



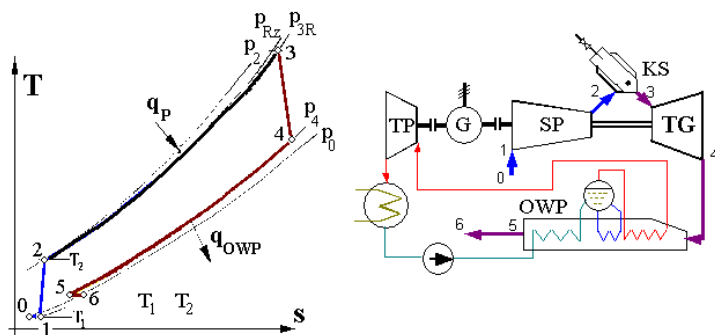
Rys. 2-4. Schemat układu kombinowanego gazowo-parowego z rekuperacją zewnętrzną wykorzystującego tlen zawarty w spalinach opuszczających turbinę gazową do spalania niskowartościowego paliwa odpadowego (NC) i podgrzanie tym ciepłem powietrza przed komorą spalania;

G – generator, SP – sprężarka powietrza, KS – komora spalania, T – turbina, TP – turbina parowa, KD – dodatkowa komora spalania (dopalająca) lub zespół palników, PPow – podgrzewacz sprężonego powietrza, OWPD – odzyskowa wytwornica pary z dopalaniem,  $q_{paliwa (WC)}$  – ciepło dostarczane do obiegu w paliwie wysokokalorycznym w komorze spalania turbospół gazowego,  $q_{paliwa (NC)}$  – ciepło dostarczane do obiegu w paliwie niskokalorycznym w OWPD,  $q_{PPow}$  – ciepło dostarczone powietrzu przed komorą spalania,  $q_{OWP}$  – ciepło spalin odlotowych turbospół gazowego odbierane w odzyskowej wytwornicy pary OWPD



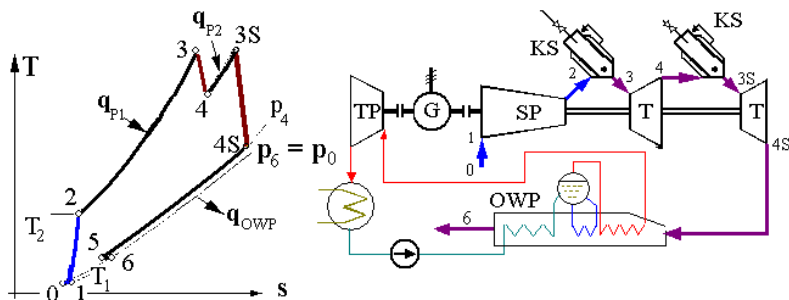
Rys. 2-5. Sprawność i moc elektryczna różnych układów turbospół gazowych odniesiona do sprawności i mocy prostego obiegu gazoturbinowego





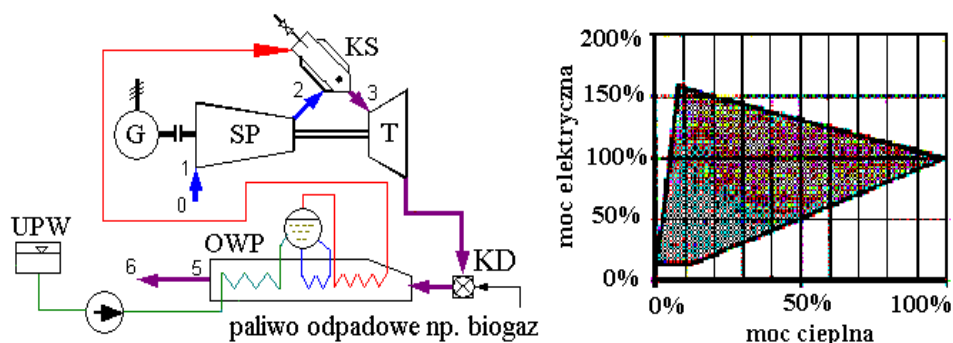
Rys. 2-6. Wykres przemian T-s i uproszczony schemat klasycznego układu gazowo-parowego

Dalszym zabiegiem prowadzącym do zwiększenia mocy i sprawności turbospołów gazowych jest międzysekcyjne ogrzewanie (tzw. spalanie sekwencyjne), zbliżające doprowadzenie ciepła do przebiegu izotermicznego (Rys. 2-7).



Rys. 2-7. Wykres przemian T-s i uproszczony schemat silnika turbospalinowego ze spalaniem sekwencyjnym w układzie kombinowanym gazowo-parowym

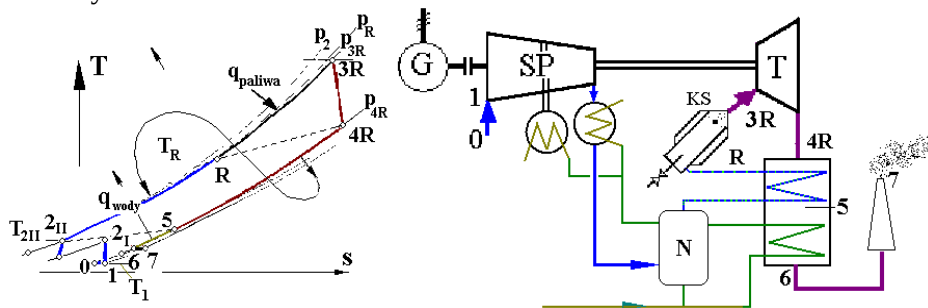
Innym rodzajem procesu parogazowego jest domieszanie pary wodnej, generowanej w kotle odzyskowym, do komory spalania turbospołu gazowego (Rys. 2-8). System z tego typu turbospołem charakteryzuje się prostą budową, gdyż nie posiada oddzielnej turbiny parowej z układem kondensacji, ale jego sprawność jest niższa od sprawności kombinowanych siłowni gazowo-parowych. Rozwiązania tego typu nadają się szczególnie do skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła użytkowego w szerokim zakresie zmian mocy elektrycznej i cieplnej [77], dzięki czemu również i latem układy tego typu są ekonomicznie opłacalne. Przykładowo, o ile zimą można produkować 100% mocy elektrycznej i wyprowadzać na zewnątrz 100% mocy cieplnej, to latem, gdy zapotrzebowanie na ciepło użytkowe spada, możliwe jest produkowanie nawet 160% nominalnej mocy elektrycznej przy niespełna 10% zapotrzebowaniu na ciepło grzewcze (prawa strona Rys. 2-8).



Rys. 2-8. Schemat obiegu z wtryskiem pary wodnej (STIG) i dopalaniem w kotle odzyskowym oraz zależność między mocą elektryczną a ciepłą dla skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła użytkowego (obieg Chenga);

G – generator, SP – sprężarka powietrza, KS – komora spalania, KD – dodatkowa komora spalania (dopalająca), T – turbina, OWP - odzyskowa wytwornica pary, UPW – układ przygotowania wody

Niższa sprawność typowego obiegu z wtryskiem pary wodnej w porównaniu z obiegiem kombinowanym parowo-gazowym, wynika z niewykorzystania ciepła, włożonego do produkcji pary wodnej wtryskiwanej do komory spalania (ciepło przemiany fazowej), a uchodzącego w spalinach odlotowych turbiny do atmosfery.



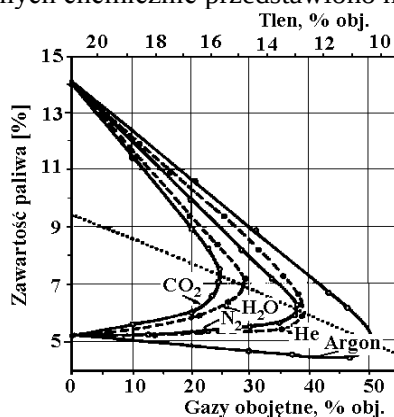
Rys. 2-9. Wykres przemian T-s i uproszczony schemat układu turbiny zasilanej powietrzem nawilżonym:

G – generator, SP – sprężarka powietrza, T – turbina, KS – komora spalania, R – rekuperacyjny wymiennik ciepła, N - nawilżacz

Pomysł by maksymalnie odzyskać ciepło spalin opuszczających turbinę wykorzystano w tzw. obiegu turbiny gazowej zasilanej powietrzem nawilżonym (obieg typu HAT – Rys. 2-9). Jest to rozwinięcie idei silnika turbospalinowego z rekuperacją wewnętrzną. Ilość ciepła, które można przekazać przed komorą spalania zwiększa się tu dość znacząco w stosunku do tradycyjnego obiegu z rekuperacyjnym podgrzewem powietrza przed komorą spalania ciepłem spalin opuszczających silnik turbospalinowy. Jest to spowodowane tym, że przed

komorą spalania podgrzewa się nie tylko powietrze, ale i wodę, która nawilża to powietrze. Dzięki temu można znacznie bardziej wychłodzić spaliny wylotowe i odebrać znacząco większą ilość ciepła spalin.

Powietrze opuszczające sprężarkę SP ochładza się w chłodnicy końcowej i dopływa do nawilzacza N, gdzie miesza się z zarówno wodą podgrzaną w chłodnicach powietrza, jak i wodą podgrzaną ciepłem spalin opuszczających turbinę. Mieszanina powietrza i wody jest również podgrzewana ciepłem spalin odlotowych z turbiny w rekuperatorze R, jak i w zwykłym obiegu z rekuperacyjnym podgrzewem powietrza przed komorą spalania. Podgrzana mieszanina powietrza i wody trafia do komory spalania KS, gdzie jest spalany gaz ziemny. Granice palności mieszanki metanu z powietrzem w funkcji dodatków gazów obojętnych chemicznie przedstawiono na Rys. 2-10.



Rys. 2-10. Granice palności mieszanki metanu z powietrzem w funkcji dodatków gazów obojętnych chemicznie wg badań Cowarda i Jones'a [28]

Odparowanie wody powoduje, że ciepło właściwe powietrza nawilżonego jest większe niż powietrza nienawilżonego. Dodatkową zaletą tego obiegu jest zmniejszenie nadmiaru powietrza przy spalaniu. W tradycyjnych turbinach gazowych, ten nadmiar powietrza umożliwia obniżenie temperatury gazów spalinowych przed wlotem do turbiny (ograniczenie spowodowane żarowytrzymałością materiałów konstrukcyjnych). W obiegu typu HAT para wodna znajdująca się w powietrzu dopływającym do komory spalania przyczynia się znacząco do obniżenia temperatury spalin przed turbiną. Nawilżanie powietrza pozwala więc zmniejszyć zapotrzebowanie powietrza, a tym samym zmniejszyć moc napędową sprężarki. W porównaniu z obiegiem kombinowanym pozwala zaoszczędzić koszty kapitału niezbędnego do zainstalowania turbiny parowej oraz kondensatora, chłodzi kominowych.

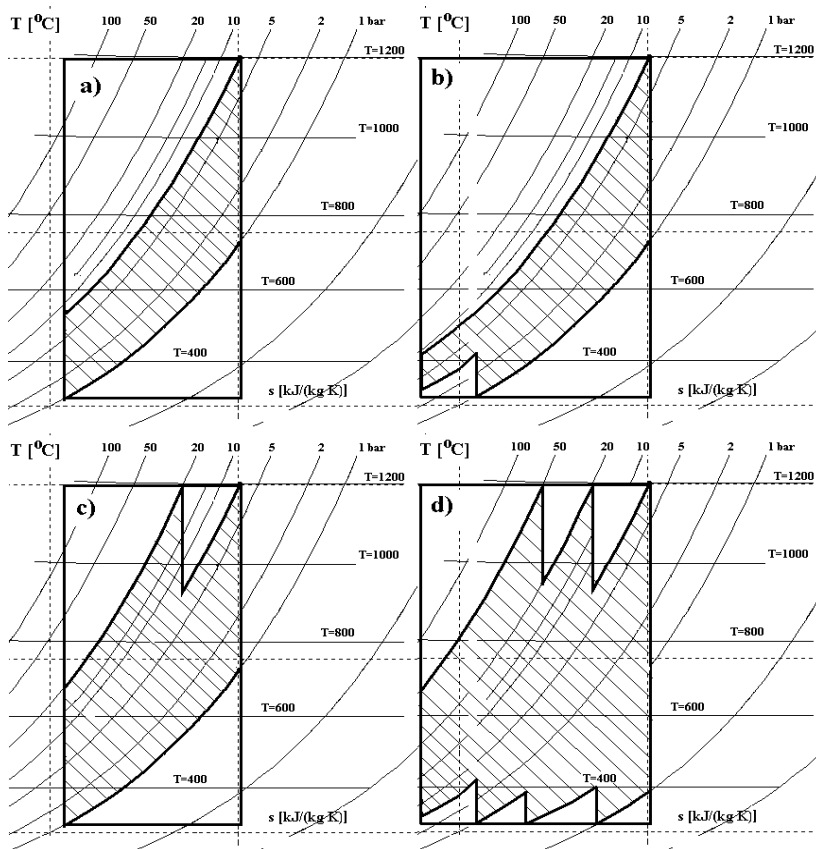
Koniecznością natomiast jest używanie w obiegu wody o odpowiednich właściwościach, choć nie aż tak rygorystycznych jak wymagania dla wody zasilającej kotły parowe, co wiąże się z budową odpowiednio wydajnej instalacji

uzdatniania wody. Pewne wątpliwości może budzić odzysk wody z mieszaniny spaliny-para wodna, a właściwie jej czystość po kontakcie z produktami spalania. Okazuje się jednak, że jest to silnie związane z paliwem spalonym w instalacji. I tak dla paliw gazowych – w obiegach na wilgotne powietrze, a także w obiegach z wtryskiem pary wodnej – nie obserwuje się istotnych zmian składu i ilości zanieczyszczeń w porównaniu z wodą wyjściową, natomiast przy pracy na paliwie ciekłym (olej napędowy) notuje się zwiększoną ilość związków siarki, które wywołują korozję elementów przepływowych układu. Możliwe jest jednak umieszczenie w obiegu kondensatu instalacji do neutralizacji i usuwania szkodliwych związków, a co za tym idzie odzysk wody o odpowiedniej jakości.

Na Rys. 2-11 przedstawiono w formie graficznej porównanie różnego rodzaju obiegów z idealnym obiegiem Carnota. Zakłada się, że sprawność obiegu jest tym wyższa, im większe jest wypełnienie prostokąta oznaczającego obieg Carnota polem kreskowanym ([109]). Na rysunku uwidaczniają się wyraźnie zyski wynikające z różnych sposobów karnotyzacji obiegu silnika turbospalinowego. Zyski uzyskiwane w wyniku spalania sekwencyjnego są tym większe im bardziej przemiana w górnej części wykresu zbliża się do przemiany izotermicznej (Rys. 2-11c). Widać również, że ten zysk będzie jeszcze większy jeśli do przemiany izotermicznej zbliży się również i przemiana w dolnej części wykresu (Rys. 2-11d). W tym celu postanowiono obniżyć ciśnienie wylotowe, a do podnoszenia ciśnienia spalin wylotowych do ciśnienia atmosferycznego użyć sprężarki z chłodzeniem międzysekcyjnym. Schemat takiego układu przedstawiono na Rys. 2-12. Układ ten jest przedmiotem uzyskanego patentu na wynalazek pt. „Silnik turbospalinowy zwłaszcza z wtryskiem pary wodnej lub wody” zgłoszonego przez autora niniejszej pracy w roku 1999 (patent nr P-324594).

Nie wszystkie zyski wynikające z zastosowania nowego układu są widoczne na wykresie przemian h-s. Wprawdzie widać na tym wykresie, że spadek entalpii w turbinie od ciśnienia atmosferycznego do  $p_4$  jest większy niż suma spadków entalpii w obydwu sekcjach sprężarki gazów odlotowych, ale nie uwidoczniłoby to, że w turbinie rozprężamy mieszaninę pary wodnej i gazów spalinowych (część pary wodnej powstaje w wyniku spalania paliw węglowodorowych), a w sprężarce sprężamy gazy spalinowe pozbawione znacznej ilości wody (w sekcji drugiej sprężarki to już niemalże suche spaliny).

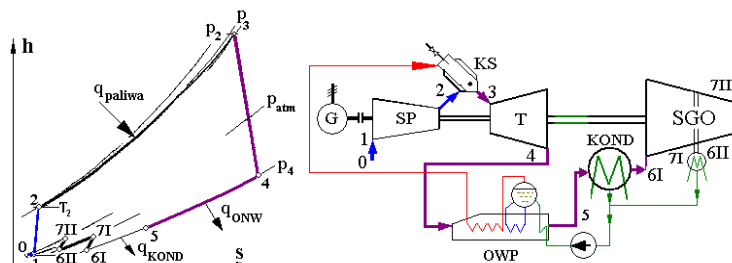
W klasycznym obiegu Chenga (Rys. 2-8) parę wygenerowaną na wylocie z turbiny w kotle odzyskowym wtryskuje się do lub za komorę spalania (STIG). Para wodna zwiększa strumień masy i moc uzyskiwaną w turbinie przy niezbyt znaczącym wzroście sprawności. Przyczyny tak nieznacznego wzrostu sprawności obiegu Chenga należy upatrywać w tym, że ciepło parowania oddane wodzie na początku cyklu (przed wprowadzeniem np. do komory spalania) nie jest odzyskiwane na wylocie z maszyny, gdyż temperatura dolnego źródła (wylot spalin) jest zbyt wysoka.



Rys. 2-11. Porównanie obiegu Carnota z: a) obiegiem Brayton-Joule'a (obieg prosty silnika turbospalinowego), b) obiegiem silnika turbospalinowego z chłodzeniem międzysekcyjnym sprężarki, c) obiegiem silnika turbospalinowego ze spalaniem sekwencyjnym, d) obiegiem silnika turbospalinowego ze spalaniem sekwencyjnym i obniżonym ciśnieniem wylotowym i rekompresją gazów spalinowych

Znaczącą poprawę sprawności układu przyniosłoby obniżenie temperatury spalin opuszczających turbinę gazową. Klasycznym sposobem jest oczywiście rekuperacja ciepła odlotowego spalin turbiny gazowej (Rys. 2-2). Próbowano też temperaturę obniżyć, dodając do powietrza wodę w ilości pozwalającej na stabilne spalanie paliwa – w ostatnich latach pojawiło się wiele opracowań dotyczących tzw. obiegów typu HAT (Rozdz. 2.3). W sposobie proponowanym przez autora niniejszego opracowania, temperaturę na wylocie z turbiny gazowej obniża się poprzez obniżenie ciśnienia za turbiną (Rys. 2-12), dodając do zespołu: wymiennik ciepła (np. instalacji grzewczej), chłodnicę końcową spalin i sprężarkę wylotową. W ten sposób temperatura spalin opuszczających turbinę gazową jest na tyle niska, że możliwe staje się wykroplenie części wilgoci

zawartej w spalinach. W turbinie rozpręża się mieszanina suchych spalin i pary wodnej, a w sprężarce wylotowej sprężane są spaliny wilgotne pozbawione znaczącej ilości wody.



Rys. 2-12. Wykres przemian T-s i uproszczony schemat turbinowego silnika parogazowego (TSPG) w układzie autonomicznym:

G – generator, SP – sprężarka powietrzna, KS – komora spalania, T – turbina,  
OWP – odzyskowa wytwornica pary, KOND – skraplacz, SGO – sprężarka gazów odlotowych

W silniku turbospalinowym pracującym wg obiegu prostego spręża się kilka razy więcej powietrza niż to wynika z potrzeb procesu spalania. Jest to znacznym obciążeniem dla turbozespołu, gdyż moc niezbędna do sprężenia powietrza stanowi znaczną część w całkowitej mocy turbozespołu. W turbinie parogazowej spręża się praktycznie tylko powietrze niezbędne do procesów spalania, a konieczne, ze względów żaro-wytrzymałościowych, obniżenie temperatury spalin przed pierwszym stopniem turbiny uzyskuje się poprzez wtrysk odpowiedniej ilości pary wodnej (para wodna w tym przypadku jest inertem termicznym, podobnie jak i dodatkowe powietrze w klasycznym silniku turbospalinowym). Sprężarka wylotowa nie ma zbyt dużego zapotrzebowania na moc, gdyż spręża się czynnik pozbawiony znacznej ilości pary wodnej, a ponadto gęstości sprężanego czynnika ze względu na niskie ciśnienia nie są zbyt duże (ale duże są objętości sprężanego czynnika).

Ważną zaletą układów z silnikiem parogazowym jest możliwość wytwarzania pary wodnej albo dostarczanej do turbozespołu z praktycznie dowolnego, zewnętrznego źródła ciepła, albo poprzez spalanie dowolnego taniego paliwa.

Tak więc przyczyna zainteresowania się turbinowym silnikiem parogazowym i sam pomysł tego silnika wyniknął z chęci zbliżenia jego obiegu do obiegu Carnota oraz konieczności wykorzystywania tańszych, mniej wartościowych paliw. Jednak znacznie ważniejsze jest znalezienie sposobów wykorzystania ciepła odpadowego z różnych procesów przemysłowych.

## **2.2. Turbozespół gazowy z rekuperacją ciepła procesowego lub odpadowego**

W wielu instalacjach przemysłowych, wykorzystujących gaz ziemny jako surowiec, uwalniane są znaczne ilości ciepła, przeważnie w gazach odpadowych (palnych lub niepalnych często pod ciśnieniem), a szczególnie w gazach procesowych. Nośnikiem tego ciepła w przeważającej części instalacji przemysłowych jest para wodna, wytwarzana w wytwornicach odzyskowych, a następnie wykorzystywana w turbinach parowych do produkcji mocy mechanicznej lub elektrycznej dla napędu sprężarek lub generatorów elektrycznych. Entalpia gazów pod ciśnieniem jest wykorzystywana w turbinach ekspansyjnych, zwanych ekspanderami, do produkcji dodatkowej mocy w systemach parowych.

Energetyczne systemy parowe instalacji przemysłowych, zwykle o niskich parametrach pary i dużych różnicach temperatury pomiędzy gorącym gazem procesowym (lub odpadowym) a parą wodną, generują znaczne straty energii, co jest główną przyczyną niskiej sprawności ogólnej większości siłowni przemysłowych. Wprowadzenie turbiny gazowej, opalanej gazem ziemnym, do wszystkich instalacji przemysłowych, w których uwalniane jest ciepło procesowe lub odpadowe, może przyczynić się do znacznego wzrostu sprawności ogólnej tak usprawnionych siłowni i zmniejszenia emisji związków szkodliwych do atmosfery. Wykorzystanie w turbozespołe gazowym ciepła odpadowego lub procesowego do podgrzewania przed komorą spalania sprężonego w sprężarce zespołu powietrza daje istotne korzyści polegające na: zmniejszeniu zużycia drogiego paliwa, jakim jest gaz ziemny oraz użyciu całego ciepła w gazach odlotowych turbiny do dodatkowej produkcji energii elektrycznej i ciepła grzewczego. Prowadzi to do kombinowanej siłowni gazo-parowej o specyficznym rodzaju integracji z procesem przemysłowym, która może rozpoczynać się od podgrzewania sprężonego powietrza przed komorą spalania turbozespołu gazowego, poprzez zasilanie procesu przemysłowego w sprężone powietrze z upustu sprężarki zespołu, aż do wtrysku do turbiny gazu odpadowego z procesu, a nawet zastosowania chłodzenia sprężarki turbozespołu dla lepszego dopasowania parametrów sprężonego powietrza do procesu przemysłowego.

### **2.2.1. Turbina gazowa z rekuperacją ciepła procesowego w instalacjach kwasu azotowego $\text{HNO}_3$**

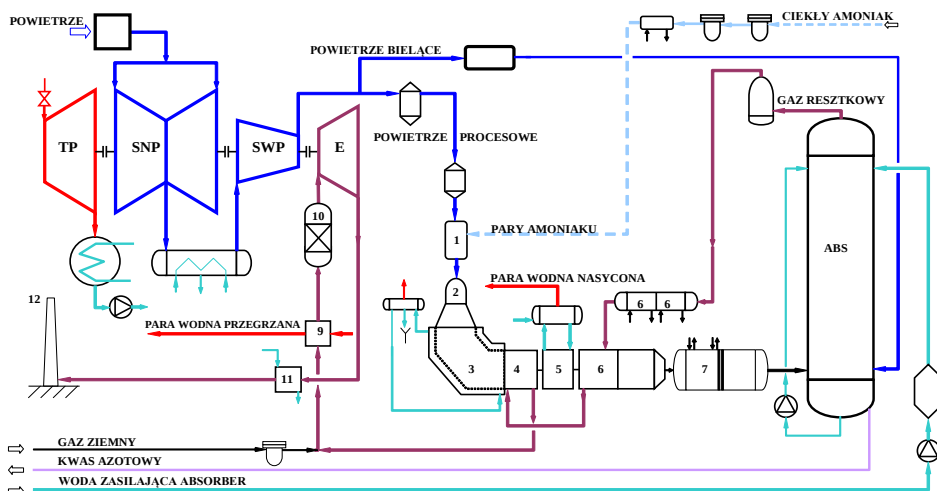
Surowcami do produkcji kwasu azotowego ( $\text{HNO}_3$ ) są powietrze atmosferyczne i amoniak ( $\text{NH}_3$ ) (Rys. 2-13). Mieszanina tych dwóch czynników ulega w obecności katalizatora (platyna z rodem) utlenieniu do tlenku azotu NO przy podwyższonym ciśnieniu i w temperaturze około 900°C. Reakcja jest silnie

egzotermiczna i wytworzony gaz procesowy NO przechodzi przez ciąg wymienników ciepła, w których większość energii reakcji chemicznej utleniania jest odzyskiwana w postaci ciepła. Wychłodzony tlenek azotu po domieszczeniu dodatkowej ilości powietrza, zostaje utleniony do dwutlenku azotu i, reagując z wodą w kolumnie absorpcyjnej, przechodzi w kwas azotowy. Reakcje te silnie zależą od temperatury i ciśnienia, przy czym niskie temperatury i wysokie ciśnienia sprzyjają procesowi tworzeniu dwutlenku azotu razem z kwasem azotowym. Gaz odpadowy z tej reakcji (azot z domieszką ok. 2% tlenu) jest ogrzewany, po wyjściu z komory absorpcyjnej, ciepłem reakcji egzotermicznych w ciągu wymienników dla zapewnienia mocy turbinie ekspansyjnej napędzającej powietrzną sprężarkę procesową. W ciąg wymienników włączona jest również odzyskowa wytwornica pary generująca parę dla zasilania turbiny parowej, pełniącej w zespole maszynowym rolę regulacyjną. Niskie parametry pary oraz dominacja obiegu parowego w systemie odzysku ciepła procesowego, jak również niska temperatura gazu odpadowego na wlocie do ekspandera (około 500°C), są przyczyną niskiej sprawności ogólnej systemu energetycznego instalacji HNO<sub>3</sub> (Rys. 2-14).

W [23] przedstawiono wyniki analizy porównawczej dwóch wariantów proponowanego systemu energetycznego dla instalacji kwasu azotowego (o wydajności 1000 Mg HNO<sub>3</sub> na dobę), różniących się mocą wybranych z katalogu turbozespołów gazowych (25 MW i 43 MW – Rys. 2-15) i porównano je z danymi konwencjonalnej instalacji HNO<sub>3</sub> (Rys. 2-13). Sprężenie turbozespołu gazowego z instalacją HNO<sub>3</sub> wyłącznie poprzez podgrzewacz sprężonego powietrza („rekuperator zewnętrzny”), wchodzący w miejsce odzyskowej wytwornicy pary konwencjonalnego systemu oraz pełne wykorzystanie ciepła odlotowego turbiny do produkcji pary dla kondensacyjnej turbiny w układzie kombinowanym gazowo-parowym daje w efekcie:

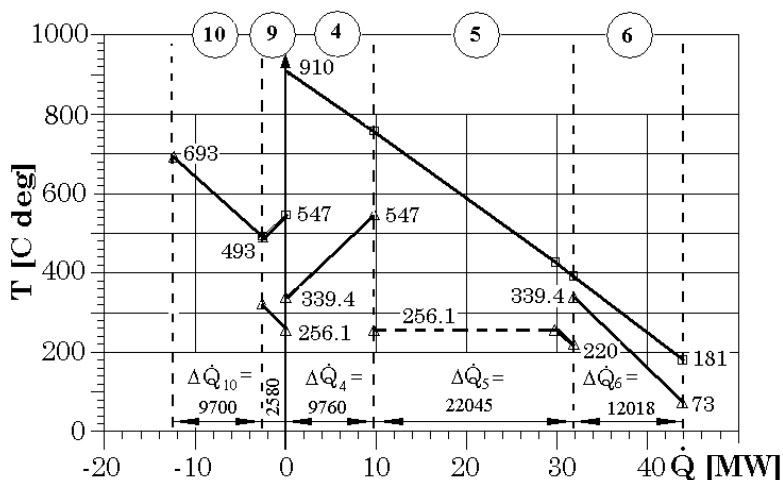
- wzrost sprawności ogólnej instalacji HNO<sub>3</sub> z nowym systemem energetycznym o prawie 19 punktów procentowych w porównaniu z układem konwencjonalnym;
- wzrost mocy elektrycznej systemu do 38.5 MW przy wykorzystywalności paliwa (sprawność paliwowa) 86,5% w pierwszym wariantcie i do 64 MW przy sprawności paliwowej 68% w wariantcie drugim (Tabela 2-2).



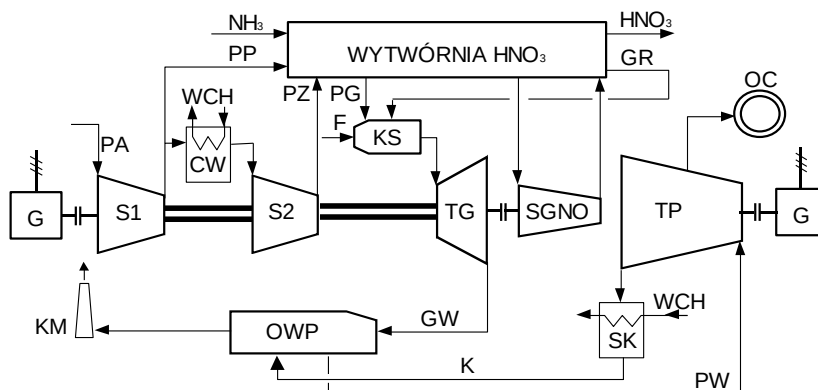


Rys. 2-13. Schemat wytwórni kwasu azotowego wg [23]

1 – mieszalnik amoniaku, 2 – katalizator konwertera, 3 – kolano konwertera, 4 – podgrzewacz wysokotemperaturowy gazu resztkowego, 5 – wysokoprężny kocioł odzyskowy, 6 – podgrzewacz gazu resztkowego, 7 – odzyskowy wymiennik ciepła, 8 – absorber, 9 – przegrzewacz pary, 10 – komora spalania (katalityczna redukcja  $\text{NO}_x$ ), 11 – ekonomizer, 12 – komin, TP – turbina parowa, SNP – część NP sprężarki, SWP – część WP sprężarki, E – ekspander, ABS – absorber



Rys. 2-14. Wykresy temperatury w funkcji strumienia ciepła przekazywanego w poszczególnych wymiennikach jednościśnieniowej wytwórni kwasu azotowego (oznaczenia i numery wymienników – jak na Rys. 2-13)



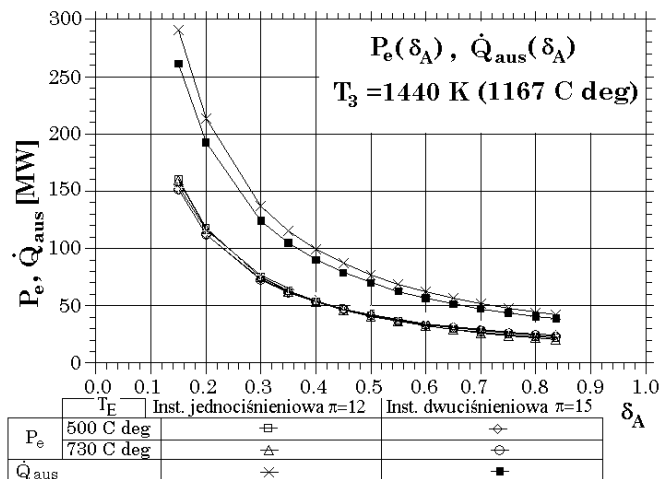
Rys. 2-15. Schemat cieplny układu energetycznego z turbiną gazową sprzężoną z wytwórnią kwasu azotowego wg [14]:

**S1 i S2** – dwusekcyjna sprężarka turbozespołu gazowego; **KS** – komora spalania turbozespołu gazowego; **TG** – turbina gazowa turbozespołu; **CW** – chłodnica wodna międzysekcyjna; **G** – generator elektryczny; **SGNO** – sprężarka gazów nitrozowych; **TP** – turbina parowa; **SK** – skraplacz; **OWP** – odzyskowa wytwornica pary; **KM** – komin; **OC** – odbiornik ciepła procesowego i/lub grzewczego; **PA** – powietrze atmosferyczne; **PP** – powietrze procesowe; **PZ** – powietrze zimne do rekuperatora; **PG** – powietrze gorące z rekuperatora; **F** – paliwo; **GR** – gaz resztkowy; **GW** – gazy wylotowe z turbiny; **PW** – para wodna; **K** – kondensat, **WCH** – woda chłodząca

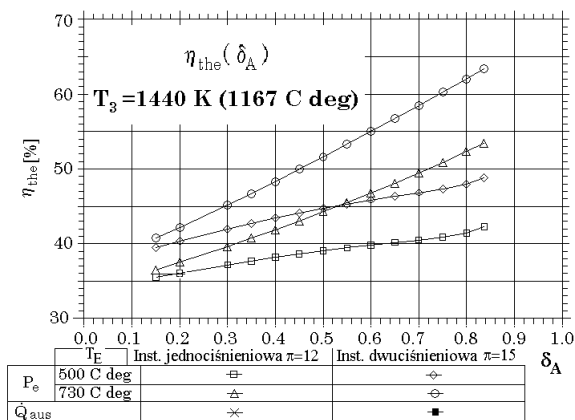
Tabela 2-2. Wyniki obliczeń układu energetycznego z obiegiem gazowo parowym wykorzystującym turbinę gazową z układem rekuperacji ciepła (wydajność instalacji – 1000 Mg HNO<sub>3</sub>/dzień)

| Układ z turbiną gazową (zaadaptowany wirtualnie)      | FT8    | GTX100 |
|-------------------------------------------------------|--------|--------|
| Całkowity strumień ciepła procesowego $Q_p$ [MJ/s]    | 82.743 | 82.743 |
| Moc sprężarki powietrza procesowego [MW]              | 9.299  | 9.299  |
| Moc sprężarki gazów nitrozowych [MW]                  | 6.108  | 6.108  |
| Moc ekspandera $P_{ex}$ [MW]                          | 16.281 | 16.281 |
| Względny upust powietrza procesowego $\delta_A$ [-]   | 0.392  | 0.312  |
| Strumień masy powietrza procesowego [kg/s]            | 55.0   | 55.0   |
| Strumień masy spalin turbiny gazowej [kg/s]           | 85.35  | 121.2  |
| Temperatura wlotowa ekspandera [°C]                   | 500.0  | 500.0  |
| Moc turbiny gazowej [MW]                              | 25.47  | 43.00  |
| Moc turbiny parowej [MW]                              | 12.1   | 19.8   |
| Moc elektryczna [MW]                                  | 38.418 | 63.648 |
| Strumień ciepła turbiny gazowej [MJ/s]                | 44.400 | 93.766 |
| Strumień ciepła przekazywany w podgrzewaczu powietrza | 22.45  | 22.45  |
| Ogólna sprawność termiczna [%]                        | 30.2   | 36.1   |
| Względne zużycie gazu ziemnego [Nm <sup>3</sup> /MWh] | 118.87 | 151.5  |
| Sprawność paliwowa obiegu gazowo parowego [%]         | 86.5   | 67.9   |

Pełne sprzężenie kombinowanej siłowni gazowo-parowej z instalacją  $\text{HNO}_3$ , czyli zarówno poprzez podgrzewacz powietrza, jak i wtrysk do turbiny gazowej gazów reszkowych z procesu, podgrzanych ciepłem procesowym i ciepłem katalitycznej redukcji tlenków  $\text{NO}_x$ , oraz upust powietrza ze sprężarki turbozespołu do procesu [14], daje możliwość uzyskania około 220 MW mocy elektrycznej przy wykorzystywalności paliwa gazowego 63% i wydajności instalacji 1000 Mg  $\text{HNO}_3$  na dobę (wyniki obliczeń w postaci graficznej na Rys. 2-16 i Rys. 2-17).



Rys. 2-16. Moc efektywna  $P_e$  i strumień ciepła odlotowego  $\dot{Q}_{\text{aus}}$  (do kotła odzyskowego i turbiny parowej) w funkcji zredukowanego upustu  $\delta_A$  powietrza procesowego sprężarki wg [14]



Rys. 2-17. Efektywna sprawność termiczna turbozespołu gazowego z wtryskiem gazu reszkowego w funkcji zredukowanego upustu powietrza procesowego sprężarki wg [14]

W roku 1985 zużycie nawozów sztucznych przez ośmiu głównych konsumentów światowych wynosiło  $86.1 \cdot 10^6$  Mg wg [113], w tym  $3.3 \cdot 10^6$  Mg w Polsce, przy rocznej produkcji kwasu azotowego  $2.8 \cdot 10^6$  Mg. Pełna przebudowa modernizacyjna instalacji kwasu azotowego w naszym kraju w sprzężeniu z opalaniem gazem ziemnym kombinowanymi blokami gazo-parowymi mogłaby pozwolić na:

- uzyskanie z około ośmiu bloków energetycznych instalacji  $\text{HNO}_3$  1800 MW mocy elektrycznej przy sprawności paliwowej  $\eta_F = 63\%$ , nieosiągalnej prawdopodobnie jeszcze w przyszłym dziesięcioleciu;
- redukcję emisji dwutlenku węgla  $\Delta \varepsilon_{\text{CO}_2} = 60,4\%$ , przyjmując za odniesienie najsprawniejsze w Polsce opalane węglem bloki energetyczne (Siersza [115]) o sprawności produkcji energii elektrycznej  $\eta_1 = 42\%$  (wg [92]  $\Delta \varepsilon_{\text{CO}_2} = 1 - (\eta_1 c_{B2}) / (\eta_2 c_{B1})$ , gdzie:  $c_{B1} = 0.333$  kg  $\text{CO}_2$  /kWh dla węgla i  $c_{B2} = 0.198$  kg  $\text{CO}_2$  /kWh dla gazu ziemnego).

Produkcja nawozów mineralnych, a szczególnie amoniaku  $\text{NH}_3$  może być również sprzężona z wytwarzaniem energii elektrycznej przy najwyższej sprawności paliwowej, a więc z wykorzystaniem turbiny gazowej z rekuperacją ciepła w kombinowanym systemie gazo-parowym. Źródłem surowców dla produkcji  $\text{NH}_3$  jest: powietrze dla azotu, a dla wodoru w przeważającej części gaz ziemny. Tylko przed II wojną światową prawie cała produkcja syntetycznego amoniaku była oparta o węgiel wykorzystywany do pozyskiwania wodoru (zgazowanie). Węgiel jest jeszcze używany obecnie przez kraje o ograniczonych zasobach gazu ziemnego, jak np. Chiny (w 1970 r. 70% produkcji  $\text{NH}_3$  ze zgazowania węgla [76]).

Produkcja nawozów azotowych jest odpowiedzialna za znaczną część emisji dwutlenku węgla do atmosfery, powstającego na etapie wytwarzania gazu syntezowego (usuwanie CO), szczególnie jeśli produkcja opiera się głównie o węgiel.

Emisja  $\text{CO}_2$  z wytwórni nawozów azotowych może być zredukowana nawet o 93% (np. [93]), jeśli dwutlenek węgla mógłby być użyty dla zwiększenia uzysku metanu ze złoża węgla kamiennego (odmetanizowanie kopalń), a metan złożowy wykorzystany do produkcji energii elektrycznej lub wodoru. Wówczas koszty związane z sekwestracją  $\text{CO}_2$  uległyby znacznej redukcji przy dodatkowym zysku o charakterze ekologicznym, jakim jest zmniejszenie emisji metanu z wentylacji kopalń, groźnej zwłaszcza w kopalniach węgla koksującego.

Szczególnie korzystna sytuacja dla wprowadzenia sekwestracji  $\text{CO}_2$  w złożach węgla kamiennego występuje na Górnym Śląsku. Odległość takich zakładów chemicznych lub petrochemicznych, jak: Z.A. Kędzierzyn, Z.Ch. Blachownia, Z.Ch. Oświęcim oraz rafinerie w Czechowicach-Dziedzicach i Trzebini, jak również dużych elektrowni spalających węgiel kamienny (np. Rybnik, Łaziska, Jaworzno III, Siersza), od kopalń węgla kamiennego i jego głębokich złóż (np. Knurów, Makoszowy, Radlin, Pszów, Rydułtowy, Halemba,

Brzeszcze itp.) nie przekracza na ogół 40 km, a często jest to nawet sąsiedztwo. W ten sposób Polska mogłaby stać się pierwszym krajem Unii Europejskiej, który by rozpoczął gromadzenie dwutlenku węgla w złożach węgla kamiennego, wydających metan z jednoczesnym jego wykorzystaniem do celów energetycznych lub procesowych (np. produkcja wodoru).

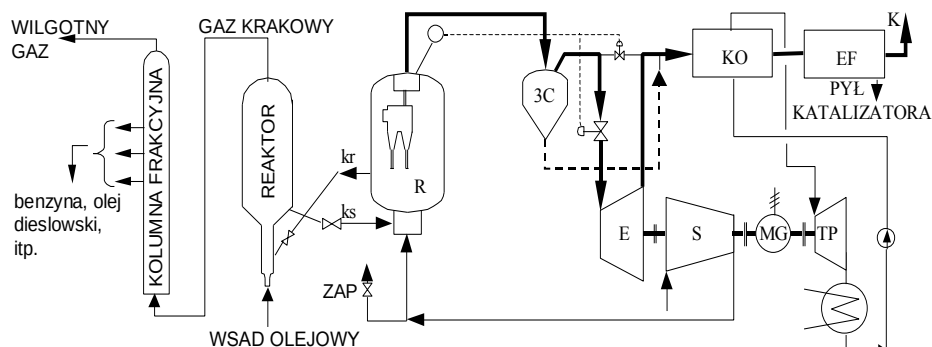
Za dobry początek działalności nad redukcją emisji CO<sub>2</sub> uznać należy rozpoczęte w 2002 roku badania w ramach projektu RECOPOL (finansowanego przez Unię Europejską) nad składowaniem CO<sub>2</sub> w złożach węgla na górnym Śląsku (Topical Report [95] oraz wcześniejsza praca [79]).

### 2.2.2. Turbiny gazowe w rafineriach ropy naftowej

Coraz silniejsze naciski rynku paliwowego oraz urzędów ochrony środowiska naturalnego na przemysł rafineryjny i petrochemiczny, by produkty rafinerii były bogatsze w wodór i zawierały mniejsze zawartości siarki, idą w kierunku szerokiego wykorzystania turbin gazowych w różnych sprzężeniach z rafineriami. Kierunek ku bogatszym w wodór produktom jest spowodowany bardziej ostrymi specyfikacjami dla zawartości części aromatycznych w benzynach silnikowych oraz rozeznaniem, że bogatsze w wodór produkty dają w efekcie czystsze silniki i czystsze spaliny wydechowe.

Bogatsze w wodór paliwa są możliwe do uzyskania przez przekształcanie ciężkich węglowodorów w łatwo wrzące produkty (benzyny oleje napędowe, gazy olefinowe, itp.), natomiast zwiększona produkcja wodoru w rafineriach jest możliwa tylko przez zgazowanie ciężkich pozostałości rafinacyjnych uzupełnionych nawet szlamem węgla kamiennego (ang. coal-water slurries [78]).

Jedną ze stosowanych technologii przekształcania ciężkich węglowodorów w łatwo wrzące produkty jest fluidalny kraking katalityczny (FCC – Rys. 2-18). Elementem kluczowym w tym procesie jest katalizator (drobny proszek Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> i SiO<sub>2</sub>), który umożliwia rozbicie molekuł ciężkiego oleju przez „zdarcie” (ang. stripping) niektórych atomów węgla dla uzyskania mniejszych i lżejszych molekuł węglowodorowych. Instalacje FCC nie wymagają pieca grzewczego dla wsadu olejowego, gdyż ciepło potrzebne w procesie krakowania wytwarzane jest przez ciągłe wypalanie z ziaren katalizatora osadzanego na nich koksu (regeneracja katalizatora), a powstałe spaliny o temperaturze 700°C, a nawet 760°C, po trzykrotnym oczyszczeniu bezwładnościowym, wytwarzają moc użyteczną w turbinie ekspansyjnej. Ostateczne wychłodzenie spalin następuje w odzyskowej wytwornicy pary, produkującej parę wodną dla turbiny parowej włączonej w zestaw maszynowy instalacji (sprężarka powietrzna, ekspander, motor-generator, turbina parowa).

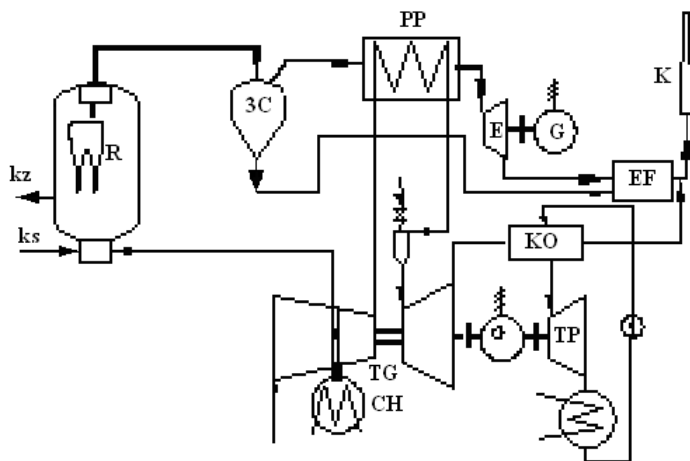


Rys. 2-18. Konwencjonalny układ parowo-gazowy instalacji fluidalnego krakingu katalitycznego wg [82]:

E – turbina ekspansyjna, TP – turbina parowa, MG – motor-generator, KO – odzyskowa wytwornica pary, ks – zużyty katalizator, kr – katalizator zregenerowany, R – regenerator, 3C – trzeci stopień cyklonu, EF – elektrofiltr, K – komin, ZAP – zawór antypompawowy

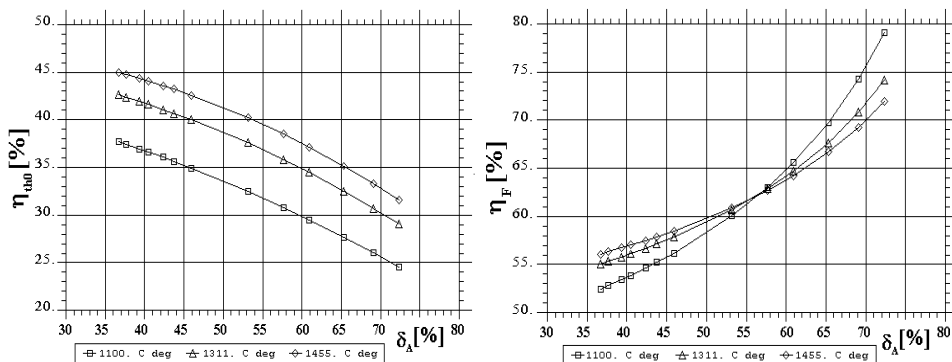
Sprężenie turbozespołu gazowego, przystosowanego do rekuperacji ciepła procesowego, z instalacją FCC polega na wykorzystaniu dwusekcyjnej sprężarki zespołu do zasilania sprężonym powietrzem fluidalnego regeneratora katalizatora (ciśnienie tłoczenia 0,3 do 0,5 MPa) oraz komory spalania turbozespołu (ciśnienie 1.6 do 2 MPa – Rys. 2-19). Powietrze przed komorą spalania jest ogrzewane spalinami z procesu regeneracji katalizatora w rekuperacyjnym wymienniku ciepła, wchodzącym teraz w miejsce odzyskowej wytwornicy pary systemu konwencjonalnego.

W [74] omówiono szczegóły instalacji FCC ze stosowaną obecnie technologią i rozwiązaniem zestawu maszynowego, usprawnionego przez producenta głównie w aspekcie zwiększenia mocy turbiny ekspansyjnej (chłodzenie parą wodną łopatek dla podniesienia temperatury spalin przed turbiną do około 650°C, a nawet 700°C, [82]), oraz porównano je pod względem sprawnościowym z nowym, proponowanym systemem energetycznym, w skład którego wchodzi rekuperacyjny turbozespół gazowy (Rys. 2-20). Porównanie to, poparte obliczeniami obu systemów (publikacje [23] i [74]), wykazało nawet dwukrotny wzrost sprawności termicznej nowego systemu przy mniejszych wartościach upustu powietrza procesowego. Natomiast wykorzystywalność paliwa (sprawność paliwowa), osiąga nawet 70% i więcej przy dużych względnych upustach powietrza procesowego ze sprężarki turbozespołu gazowego. Sprężenie to obniża radykalnie emisyjność procesu FCC, gdyż dla systemu konwencjonalnego wynosi aż 11 Mg CO<sub>2</sub>/MW, a w nowym spada nawet do 1,8 Mg CO<sub>2</sub>/MW przy małych wartościach względnego upustu powietrza procesowego (Rys. 2-21).



Rys. 2-19. Kombinowany układ gazowo-parowy wykorzystujący energię procesu regeneracji katalizatora (turbina gazowa ściśle zintegrowana z procesem fluidalnego krakingu katalitycznego), wg [23]:

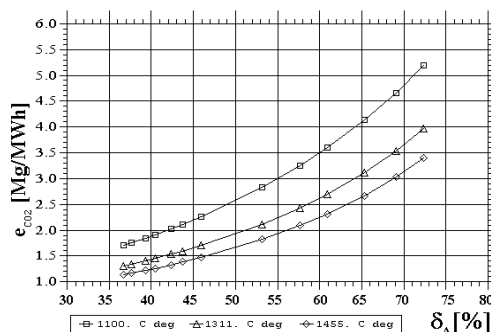
E – ekspander, TG – turbina gazowa, PP – podgrzewacz powietrza przed komorą spalania, TP – turbina parowa, G – generator, KO – kocioł odzyskowy, CH – chłodnica międzysekcyjna, ks – zużyty katalizator, kr – katalizator zregenerowany, R – regenerator, 3C – trzeci stopień cyklonu, EF – elektrofiltr, K – komin



Rys. 2-20. Sprawność termiczna i paliwowa kombinowanej siłowni gazowo-parowej sprzężonej z procesem regeneracji katalizatora w funkcji upustu względnego powietrza procesowego (temperatura spalin przed turbiną  $T_3 = 1100^\circ\text{C}$ ,  $1311^\circ\text{C}$ ,  $1455^\circ\text{C}$ ; spręż procesowy  $\pi = 20$ ), wg [23]

Szerokie wprowadzenie turbozespołów gazowych do rafinerii ropy naftowej przyniesie korzyści zarówno energetyczne (bardzo duża produkcja energii elektrycznej), jak i technologiczne poprzez modyfikację procesów rafinacyjnych, gdyż wykorzystanie ciepła odlotowego z turbin gazowych o temperaturze powyżej  $400^\circ\text{C}$  pozwala na rezygnację z pieców grzewczych w systemach

destylacji i konwersji katalitycznej. Szacuje się (np. [78]), że wykorzystując turbiny gazowe, jako bezpośrednie źródło ciepła procesowego, produkcja energii elektrycznej może osiągnąć nawet 1100÷1200 MW w rafinerii o przerobie ropy 50000 Mg/d, jeśli spala się cały nadmiar wytwarzanego wodoru (paliwem dla turbin gazowych są również: gaz syntezowy i różne gazy odpadowe) w komorach spalania turbozespołów gazowych.



Rys. 2-21. Emisja  $CO_2$  odniesiona do 1 MWh uzyskanej w kombinowanym układzie gazowo-parowym w funkcji upustu względnego powietrza procesowego ( $T_3 = 1100^\circ C$ ,  $1311^\circ C$ ,  $1455^\circ C$ ;  $\pi = 20$ )

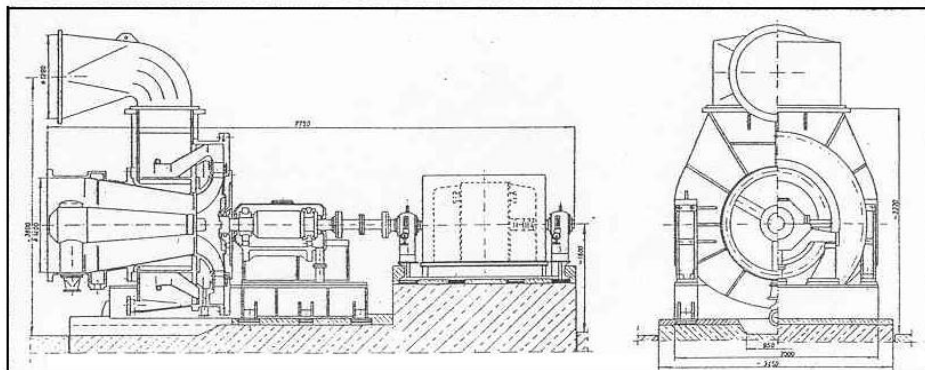
### 2.2.3. Kombinowane siłownie parowo-gazowe z turbinami rekuperacyjnymi w hutnictwie

W procesie wielkopiecowym, przy wytopianiu surówki z rud żelaza, wytwarzane są w sposób ciągły duże ilości gazu wielkopiecowego, który tradycyjnie jest wykorzystywany do podgrzania powietrza wdmuchiwanego do wielkiego pieca, oraz w walcowni do podgrzewania półwyrobów w procesie walcowania, a nawet do spalania pod kotłami elektrociepłowni huty. Gaz ten opuszcza gardziel wielkiego pieca przy ciśnieniu około 0,3 MPa (w nowoczesnych wielkich piecach do 0,5 MPa). Ciśnienie to, po skomplikowanym procesie oczyszczania gazu, jest redukowane do bezpiecznej wartości w sieci przesyłowej (około 17 kPa nadciśnienia). Tę różnicę ciśnień wykorzystuje się w nowoczesnym hutnictwie do wytwarzania dodatkowej mocy elektrycznej w specjalnie w tym celu budowanych turbinach rozprężnych. Koncepcję prostej jednostopniowej turbiny rozprężnej na gaz wielkopiecowy opracowano w IMP PŁ jako ofertę dla Huty Katowice (Rys. 2-22). Ówczesny kryzys hutnictwa w Polsce nie pozwolił na opracowanie projektu szczegółowego takiej turbiny mimo wytypowania potencjalnego producenta.

Stalownie produkują w procesie świeżenia surówki gaz konwertyrowy, który dzięki zawartości ponad 45% tlenu węgla jest cennym paliwem o wartości opałowej  $W_d = 8370 \text{ kJ/m}^3$ , znacznie wyższej niż gazu wielkopiecowego (o składzie 25%  $CO$  i 9%  $H_2$  przy  $W_d = 3100 \text{ kJ/m}^3$ ). Gaz konwertyrowy łącznie



z wielkopieczowym jest spalany razem z węglem w kotłach elektrociepłowni huty, przy czym gaz konwertorowy jest produkowany w pewnym cyklu czasowym (jeden konwertor w przeciągu 12 minut dostarcza około 20000 m<sup>3</sup> gazu), co stanowi znaczne utrudnienie przy zasilaniu kotłów wielopaliwowych, jednak do opanowania technicznego dzięki odpowiedniej automatyce (szczegółowy opis bezobsługowego systemu odzysku gazu konwertorowego w Hucie Katowice w [72], a systemu sterowania w [71]).

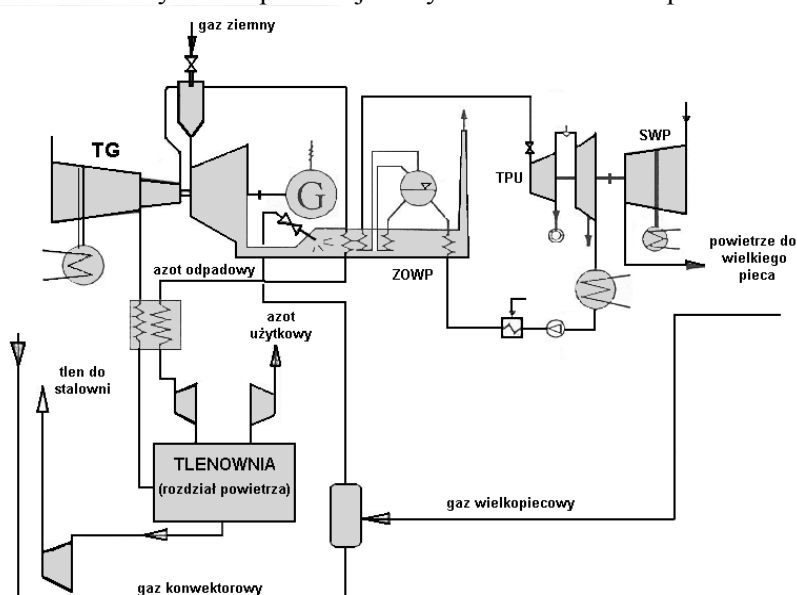


Rys. 2-22. Promieniowo-osiowa turbina rozprężna 03 TGW 5 (projekt koncepcyjny IMP PŁ)

Wykorzystanie ze znacznie wyższą efektywnością gazów odpadowych (wielkopieczowego i konwertorowego), spalanych dotąd w kotłach parowych razem z węglem, przy niskiej sprawności egzergetycznej, prowadzi do zastosowania turbozespołu gazowego z rekuperacją ciepła w kombinowanym układzie parowo-gazowym, w którym gazy odpadowe byłyby spalane (a właściwie dopalane) w odzyskowej wytwornicy pary, wyposażonej w wymiennik ciepła dla podgrzewania powietrza sprężanego w sprężarce turbozespołu (np. [90]). Wymiennik ten spełniałby rolę kombinowanego rekuperatora ciepła, gdyż do podgrzewania sprężonego powietrza wykorzystywane byłyby dwa źródła ciepła: własne z gazów odlotowych turbiny i obce – z paliw odpadowych z procesów. Szczególnie drugie źródło ciepła może służyć znacznemu podniesieniu temperatury i powiększeniu strumienia masy spalin na wlocie do odzyskowej wytwornicy pary.

Usytuowanie rekuperacyjnego wymiennika ciepła w części wysokotemperaturowej wytwornicy pary pozwoli na podgrzanie sprężonego powietrza przed komorą spalania turbozespołu do 700°C, a nawet do 800°C, dając w efekcie znaczne zmniejszenie zużycia drogiego paliwa gazowego, jakim jest gaz ziemny, lub mieszanki gazu ziemnego z gazem koksowniczym szeroko dostępnym, ale źle wykorzystywanym w hutnictwie, gdyż gaz ten należy do najbardziej bogatych w wodór gazów poprocesowych i nadaje się do bezpośredniego spalania w komorach spalania turbozespołów gazowych.

Dopalanie niskowartościowych gazów w odzyskowej wytwornicy pary z rekuperacyjnym podgrzewaczem powietrza (Rys. 2-23) może być prowadzone powyżej granicy wyczerpania tlenu w gazach spalinowych turbiny, jeśli przewidzi się dodatkowe zasilanie palników wytwornicy w powietrze wtórne (dmuchawa z napędem elektrycznym). Tak powiększoną moc cieplną wytwornicy można spożytkować poprzez zastosowanie nadkrytycznych parametrów pary, czyli poprawiając radykalnie sprawność obiegu parowego w tym kombinowanym układzie parowo-gazowym. Należy przy tym zauważyć, że dopalanie w odzyskowej wytwornicy obniża sprawność siłowni kombinowanej (po pewnym wzroście sprawności przy małym udziale użytego do dopalania gazu), co oznaczałoby w przypadku użycia gazu ziemnego do dopalania, marnotrawstwo drogiego paliwa. W tym zaś przypadku wykorzystanie gazów odpadowych zarówno do podgrzewania powietrza dla turbozespołu gazowego, jak i zwiększenia sprawności obiegu parowego poprzez podniesienie parametrów pary daje wyjątkowe korzyści, szczególnie jeśli zastosowana turbina parowa w tym nowym układzie jest upustowo-kondensacyjna lub upustowo-przeciwprężna i dostosowana do zasilania parą upustową napędów sprężarek tlenowni lub dmuchawy wielkopiecowej i innych odbiorników ciepła.

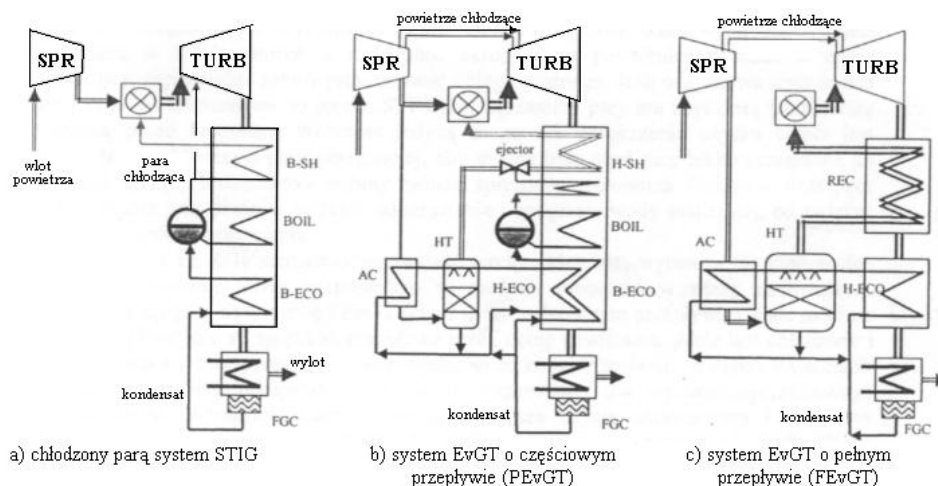


Rys. 2-23. Schemat proponowanej siłowni parowo-gazowej z dopalaniem gazów odpadowych w odzyskowej wytwornicy pary zasilającej turbozespół parowy napędzający dmuchawę wielkopiecową. Sprężarka turbozespołu gazowego zasila powietrzem z upustu tlenownię stalowni konwertorowej

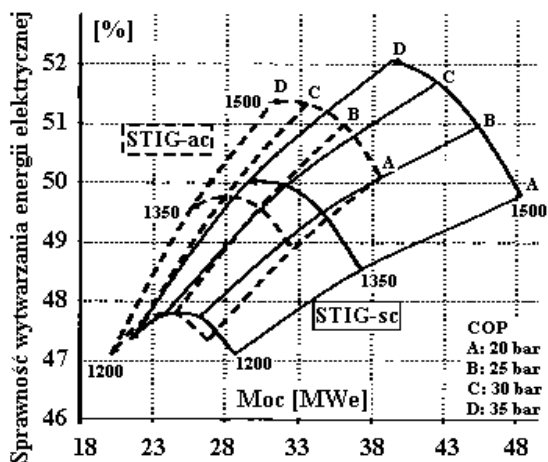
### **2.3. Procesy gazoturbinowe z nawilżaniem, odparowaniem i wtryskiem pary do silnika turbospalinowego**

W ostatnim czasie pojawiło się wiele wariantowych rozwiązań procesów gazoturbinowych z nawilżaniem (HGT), jak: turbozespół gazowy z wtryskiem pary (STIG), proces Chenga, turbina gazowa na wilgotne powietrze (HAT), rekuperacyjny proces z wtryskiem wody (RWI) oraz proces gazoturbinowy z odparowaniem EvGt). Główną zaletą procesów HGT jest zbliżona do procesów kombinowanych (CC) sprawność produkcji energii elektrycznej przy większej mocy jednostkowej (np. [94]) i znacznie wyższa efektywność w zastosowaniach do skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej ([97] i [77]). Procesy HAT nie wymagają przy tym turbiny parowej dla procesu niskotemperaturowego, co obniża znacznie jednostkowe koszty inwestycyjne (\$/kW) w porównaniu z kombinowanymi siłowniami parowo-gazowymi. Wykazał to Rydstrand i inni [97] dla zastosowań kogeneracyjnych. Z powodu zwiększonej sprawności całkowitej przy dodatkowych zaletach, takich jak: krótki czas uruchamiania i korzystna charakterystyka przejmowania obciążeń [67], a w dodatku bardzo niska emisja  $\text{NO}_x$  przy wykorzystaniu tylko palników dyfuzyjnych, systemy HGT nadają się szczególnie do zastosowań w warunkach rozproszonej produkcji, w siłowniach szczytowych i przemysłowych (zakres mocy elektrycznej od 1 MW do 80 MW). Powyżej tego zakresu mocy systemy HGT mają mniejsze znaczenie w porównaniu z doskonałością i pozycją rynkową kombinowanych siłowni gazowo-parowych wielkich mocy.

Godne uwagi jest studium systemów HGT opisane przez Bartletta i Westermarka w dwóch artykułach, z których pierwszy prezentuje podstawy modelowania i analizę termodynamiczną osiągow bez chłodzenia [2], podczas gdy następny artykuł przedstawia analizę termodynamiczną cyklu HGT z chłodzeniem (HGT-IC) oraz ekonomiczne porównanie tych alternatyw [5]. Artykuły te mają na celu identyfikację potencjału termodynamicznego i ekonomicznego procesów HGT z ostatnio zaprojektowanym zespołem maszynowym turbiny gazowej o mocy poniżej 80 MW. Prezentowana analiza obejmuje trzy koncepcje HGT, takie jak: proces z wtryskiem pary, proces o pełnym przepływie EvGt (czyli FEvGT) oraz o przepływie częściowym – PEvGT z i bez chłodzenia międzystopniowego.



Rys. 2-24. Siłownie HGT z niechłodzoną sprężarką wg [4]



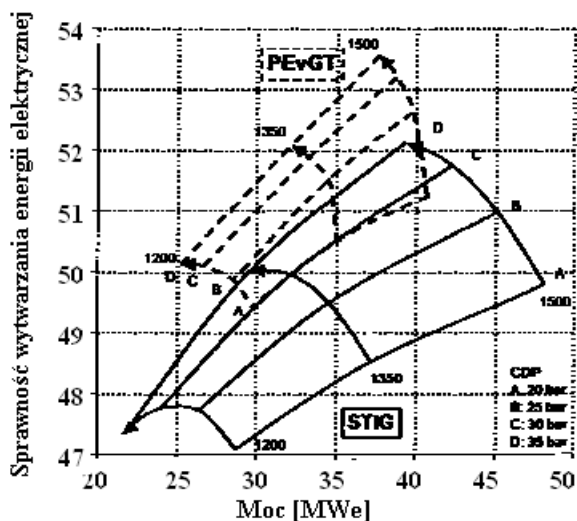
Rys. 2-25. Porównanie charakterystyk obiegu STIG chłodzonego powietrzem (ac) i parą wodną (sc) wg [4]

W procesie STIG (Rys. 2-24a) para wodna jest produkowana w odzyskowej wytwornicy pary i wtryskiwana do medium roboczego za sprężarką. Podgrzewanie wody zasilającej następuje w ekonomizerze, odparowanie w parowniku, a przejęcie wysokotemperaturowego ciepła w przegrzewaczu. Para wodna z gazów odlotowych turbiny jest wykraplana w kondensatorze, a uzdatnione skropliny są powtórnie włączane w obieg wytwornicy, zapewniając samowystarczalność obiegu wodnego. Jeśli odzyskowa wytwornica pary jest jednociśnieniowa, to proces STIG z przegrzaniem pary ma zbyt dużą temperaturę

wylotową przed kominem. Wówczas jedyną drogą dla zwiększenia uzysku ciepła jest wprowadzenie chłodzenia pary przegrzanej, aby można było użyć parę lekko przegrzaną do chłodzenia gorących elementów turbiny zamiast sprężonego powietrza. Obniża to ilość pary do przegrzania, umożliwiając większe odparowanie i podgrzew wody zasilającej, co zwiększa strumień odzyskiwanego ciepła.

W procesie FEvGT (Rys. 2-24c), zamiast odparowywać wodę oddzielnie, wytwarza się parę wodną poprzez odparowanie wody bezpośrednio w medium roboczym w wieży nawilżającej. Dlatego koncepcja ta nosi nazwę FEvGT (czyli EvGT o całkowitym przepływie). Całe medium robocze wypływające ze sprężarki przepływa przez obieg nawilżania, gdzie jest chłodzone i nawilżane nim zostanie przegrzane i wprowadzone do komory spalania. Wstępny wymiennik powierzchniowy jako rekuperator jest zwykle sugerowany dla wysokotemperaturowego odzysku ciepła. Wydajność odparowywania zwiększa użycie ekonomizera i chłodnicy końcowej. W wieży nawilżającej ma miejsce równoczesna wymiana masy i ciepła. Woda ogrzana niewiele poniżej punktu wrzenia jest prowadzona w poprzek wypełniacza złoża, gdzie przepływa w przeciwnym kierunku ze sprężonym powietrzem. Gdy ciśnienie par w wodzie przekroczy ciśnienie cząstkowe wody w powietrzu następuje odparowanie. Ten adiabatyczny proces pobiera większość ciepła dla odparowania od filmu wodnego, chłodząc wodę spływającą w dół wieży. Uzyskany stąd strumień chłodnej wody z wieży nawilżającej działa bardziej efektywnie niż wewnętrzny upust ciepła.

Proces PEvGT (Rys. 2-24b) zaproponował i zbadał Agren [1], a wprowadził Westermarck [120], [97]. Zasadą wiodącą tej koncepcji jest redukcja powierzchni wymiany ciepła i strat ciśnienia w porównaniu z procesem FEvGT przy zachowaniu tego samego odzysku ciepła. Aby to osiągnąć, część powietrza ze sprężarki jest bocznikowana, chłodzona, nawilżana, przegrzewana i wtryskiwana. Podobnie do procesu STIG, używana jest w tym procesie odzyskowa wytwornica do produkcji pary przegrzanej z wykorzystaniem ciepła gazów odlotowych powyżej punktu wrzenia. Dla pełnego wykorzystania pozostałego poniżej punktu wrzenia ciepła użyto wieży nawilżającej dla tego częściowego przepływu masy ze sprężarki. Skutkiem tego proces nawilgocenia odpowiada procesowi przeprowadzanemu w niskociśnieniowej wytwornicy pary w kombinowanym systemie CC (podobne wykorzystanie ciepła niskotemperaturowego). Część nawilgoconego przepływu jest następnie ogrzewana razem lub równolegle z parą w przegrzewaczu nawilżonego powietrza. Udział pary wodnej jest bardzo wysoki w przegrzewaczu, a więc nie są wymagane dodatkowe powierzchnie grzewcze ani też zastosowanie rekuperatora.



Rys. 2-26. Porównanie charakterystyk niechłodzonego obiegu STIG i PEvGT wg [4]

Na podstawie obliczeń termodynamicznych ([4] część I) omówionych systemów HGT zestawiono dla orientacji najważniejsze wskaźniki charakterystyczne tych procesów w tabeli poniżej, dodając z części II jednostkowe koszty inwestycyjne w odniesieniu do kosztu kombinowanej siłowni gazowo-parowej przyjętego za 100% (sprawność siłowni CC – 53%).

Tabela 2-3. Porównanie różnego rodzaju systemów HGT

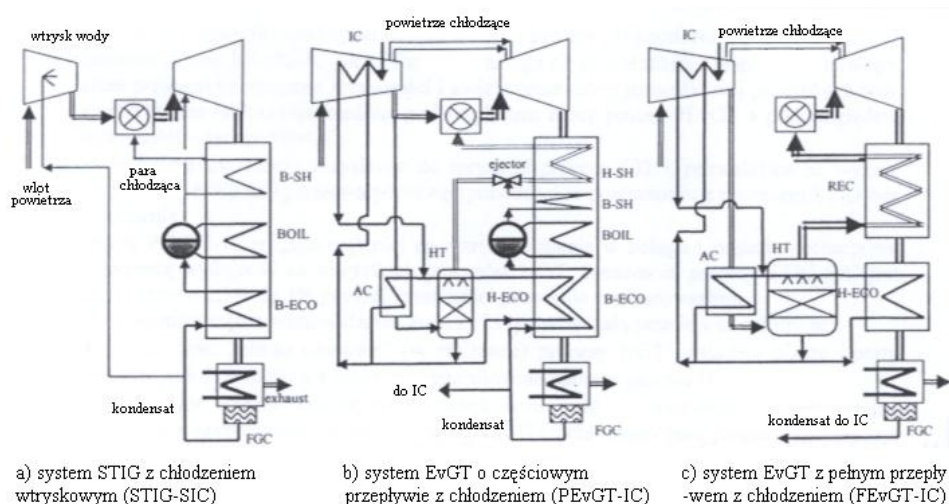
|                           |       | Niechłodzone procesy HGT<br>(Rys. 2-24) |       |       | Chłodzone procesy HGT<br>(Rys. 2-27) |          |          |
|---------------------------|-------|-----------------------------------------|-------|-------|--------------------------------------|----------|----------|
|                           |       | STIG                                    | PEvGT | FEvGT | STIG-SIC                             | PEvGT-IC | FEvGT-IC |
| paliwo                    | MJ/s  | 64,1                                    | 63,9  | 65,3  | 70,6                                 | 77,0     | 67,3     |
| moc                       | MW    | 32,0                                    | 33,2  | 33,2  | 35,4                                 | 40,5     | 38,2     |
| sprawność                 | %     | 49,95                                   | 51,9  | 50,9  | 50,2                                 | 52,64    | 53,8     |
| stopień nawilżenia        | %     | 19                                      | 20    | 23    | 20                                   | 24       | 20       |
| ciśnienie robocze         | bar   | 30                                      | 30    | 25    | 30                                   | 30       | 30       |
| temp. przed turbiną       | °C    | 1350                                    | 1350  | 1350  | 1350                                 | 1350     | 1350     |
| moc jednostkowa           | kJ/kg | 640                                     | 664   | 664   | 708                                  | 810      | 764      |
| jedn. koszty inwestycyjne | %     | 63,7                                    | 69,0  | 85,3  | 62,7                                 | 69,2     | 80,0     |

W dyskusji wyników analizy termodynamicznej autorzy [4] podkreślają:

- zarówno proces PEvGT-IC, jak i FEvGT-IC nadają się do chłodzenia międzystopniowego, które przynosi polepszenie sprawności i zwiększenie mocy jednostkowej procesów z tym, że chłodzenie faworyzuje bardziej pod względem mocy proces PEvGT, a pod względem sprawności – proces FEvGT;
- zastosowane chłodzenie wtryskowe do sprężarki procesu STIG, pozwalające na wyższe sprężę, daje tylko marginesową poprawę sprawności w porównaniu z procesem STIG bez chłodzenia;
- proces PEvGT-IC reaguje najlepiej na wzrost ciśnienia w obiegu i posiada potencjalnie najwyższą wydajność ze wszystkich procesów HGT;
- sprawność procesu STIG-SIC jest przeważnie o 2,5% do 4% poniżej sprawności procesów z odparowaniem.
- Z ekonomicznego punktu widzenia autorzy [5] stwierdzają przede wszystkim, że:
- wszystkie tzw. „blisko czasowe” (w realizacji) procesy HGT posiadają niższe koszty inwestycyjne (15÷30%) niż kombinowane siłownie parowo-gazowe (CC);
- dające niskie koszty inwestycyjne, dobrą sprawność i relatywnie konwencjonalne rozwiązania zespołu maszynowego procesu PEvGT i chłodzony parą proces STIG wydają się najbardziej obiecujące dla rychłej komercjalizacji;
- chłodzenie międzystopniowe nie daje znaczącego ulepszenia ekonomicznej dojrzałości obu procesów: PEvGT i STIG przy ciśnieniach roboczych powyżej 30 bar.

Autorzy [5] wypowiadają się jeszcze na temat komercjalizacji procesów HGT, ponieważ procesy te – mimo intensywnych prac badawczych – pozostają niepopularne wśród producentów turbin gazowych. Trzy główne grupy zarzutów są często cytowane jako przeszkody na drodze komercjalizacji procesów HGT.

Po pierwsze, koszty związane z zużyciem lub odzyskiem wody są cytowane jako zbyt duże i niwelujące każde zyski ze zmniejszenia kosztów inwestycyjnych siłowni. W dodatku nieczystości z wody mogą być wnoszone do turbiny gazowej i mogą zagrażać żywotności turbiny. Ostatnie raporty wykazały jednak samowystarczalność wodną siłowni z nawilżaniem, możliwą do technicznego i ekonomicznego opanowania [11], [4], [87], zapewniając jednocześnie dobrą jakość powietrza dla turbiny [6]. Koszty siłowni HGT w tym artykule zawierają bardzo kapitałochłonny system odzysku wody [12] (zamknięty obieg chłodzący z chłodnicami o przedmuchu powietrznym).



Rys. 2-27. Siłownie HGT z chłodzoną sprężarką wg [5]

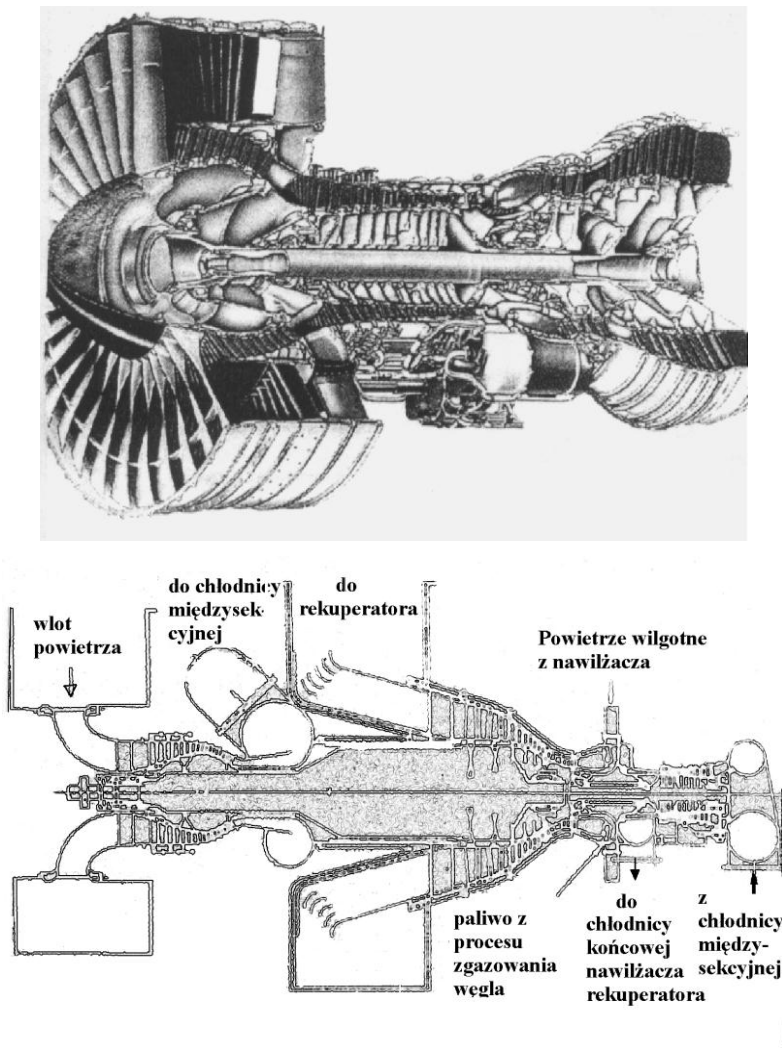
Po drugie, rekuperator jest uważany za ryzykowny dla procesów z nawilżaniem, a nawet za zbyt ryzykowny w konstruowaniu nowej turbiny gazowej. Doniosłym wynikiem cytowanego studium było więc stwierdzenie, że najbardziej efektywnym rozwiązaniem dla odzysku ciepła jest konfiguracja PEvGT z wykorzystaniem wieży nawilżającej bez ryzyka, jakie mogłoby się wiązać z rozwojem wysokosprawnego rekuperatora.

Trzecia i najbardziej krytyczna grupa zarzutów dotyczy inwestycji i ryzyka związanego z produkcją nowej turbiny gazowej specjalnie skonstruowanej do pracy z nawilżaniem. Wyniki uzyskane przez konsorcjum Evit, zawierające również wspomniany artykuł, wskazują na zalety procesów HGT, jeśli użyta zostanie nowa turbina gazowa zaprojektowana do eksploatacji z nawilżaniem. Jednakże większość wysiłków projektowych skupia się na adaptacji istniejących turbin gazowych do pracy na wilgotnym medium w celu minimalizacji kosztów i ryzyka. Rozwiązanie takie, jak kompromis istotnej zalety pracy z nawilżaniem (duży przepływ przez ekspander przy małym przepływie przez sprężarkę) z adaptowaną turbiną gazową, jest nader rzadko konkurencyjny. Dla usprawiedliwienia ryzyka związanego z doskonaleniem turbiny gazowej z nawilżaniem, producenci muszą mieć pewność, że mocny rynek dla tego produktu istnieje nawet poza zastosowaniem tego rozwiązania tylko do produkcji energii elektrycznej.

Jak trudna może być adaptacja wypróbowanego w eksploatacji i produkowanego w dużych ilościach silnika turbospalinowego do zastosowań HGT, świadczyć może próba wykorzystania silnika lotniczego PW4000, produkowanego przez firmę Pratt&Whitney, do budowy turbozespołu gazowego na nawilżone powietrze FT4000 HAT [112].



Największy produkowany przez Pratt&Whitney silnik lotniczy PW4000 (Rys. 2-28) jest szeroko stosowany w całym świecie. Jest to więc silnik szczególnie atrakcyjny dla nowoczesnych układów wytwarzania mocy. Cechą charakterystyczną obiegów typu HAT jest fakt, że optimum sprawności znajduje się przy wyższych sprężach. W związku z tym jako założenie projektowe przyjęto, że zostanie zachowana konstrukcja wysokoprężnej części sprężarki z silnika PW4000. Było to spowodowane wysokimi kosztami nowej konstrukcji i trudnościami w znalezieniu sprężarki o sprężu przekraczającym 30.



Rys. 2-28. Silnik lotniczy PW4000 i turbina gazowa FT4000 HAT powstała wskutek przeróbki tego silnika wg [112]

Konstrukcja turbosespołu FT4000 HAT różni się, jak widać z Rys. 2-28, od swego pierwowzoru lotniczego, jakim był silnik turbowentylatorowy PW4000, w którym część niskoprężna sprężarki, łącznie z wentylatorem, jest napędzana od wielostopniowej turbiny niskoprężnej długim wałem o małej średnicy, przechodzącym przez wysokoprężną i wysokoobrotową część sprężarki. W Rozwiązaniu adaptacyjnym obie te części sprężarki umieszczono na przeciwnych końcach turbosespołu HAT. Konstrukcja ta została wymuszona koniecznością zapewnienia dostatecznego miejsca pod wloty i spirale wylotowe sprężarek, a przede wszystkim pod wielkogabarytowy wylot, poprzedzony wysoko efektywnym dyfuzorem, dla odprowadzenia spalinowego parogazu do rekuperatora.

Oczywiście część niskoprężna sprężarki musiała zostać zmodyfikowana poprzez usunięcie stopni wentylatorowych silnika lotniczego i dodanie zamiast nich stopni doładowujących, w celu podniesienia strumienia objętości i sprężu części NP sprężarki o ok. 50%. Pozostałe stopnie sprężarkowe pozostały bez zmian – tzn. takie jak w oryginalnym PW4000. Spręż części wysokoprężnej obniża się na tyle, że całkowity wzrasta tylko o ok. 30% w stosunku do obiegu prostego, a podział ciśnienia na część NP i WP jest dobrany w taki sposób, aby po zastosowaniu chłodzenia międzysekcyjnego, sprężarka znajdowała się w optymalnym punkcie pracy (minimalizacja pracy sprężania).

Komorę spalania i poszczególne części składowe turbiny zaprojektowano tak, by uwzględnić zwiększony strumień masy powietrza (powiększony dodatkowo o zawartość dodawanej w nawilżaczu wody), a także przyrosty temperatury powietrza w nawilżaczu i wymienniku rekuperacyjnym. Zarówno komora spalania, jak i turbina różnią się zasadniczo od konstrukcji opartych o obieg prosty zarówno ze względu na powiększony strumień masy powietrza, jak i powiększoną zawartość wody w powietrzu doprowadzanym do komory spalania. Znaczący udział pary wodnej w spalinach zmienia nie tylko strumień masy płynącego przez turbinę czynnika, ale, co ma większe znaczenie, w istotny sposób wpływa na ciepło właściwe spalin.

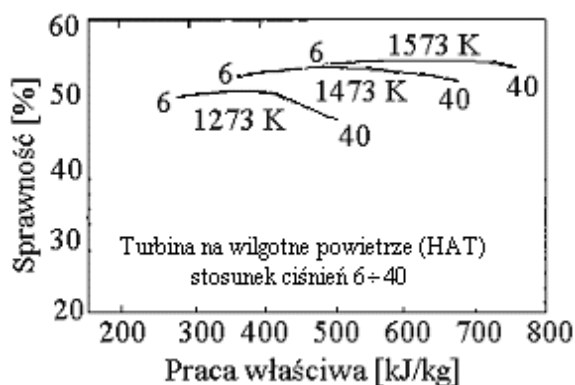
Własności silnika FT4000 HAT (pracującego w obiegu HAT) są porównywane z typowym układem kombinowanym parowo-gazowym (Tabela 2-4). Jak łatwo zauważyć, spadek entalpii w punkcie obliczeniowym jest w układzie kombinowanym o 5% niższy od spadku dla obiegu HAT. W obiegu HAT krzywa spadku entalpii jest względnie płaska, co jest zaletą z uwagi na obciążenie układu i obsługę silnika.

Przewaga cyklu HAT jeżeli chodzi o jednostkowe zużycie energii w stosunku do obiegu kombinowanego rośnie przy częściowych obciążeniach i różnica, która wynosiła 5% dla pełnego obciążenia, sięga 20% dla obciążenia 50%.

Tabela 2-4. Charakterystyka siłowni HAT opalanej gazem ziemnym dla temperatury otoczenia 21.5°C wg [112]

|                                              | Obieg HAT | Obieg kombinowany |
|----------------------------------------------|-----------|-------------------|
| Moc na wyjściu (MW):                         |           |                   |
| Turbina gazowa                               | 201.8     | 133.0             |
| Turbina parowa                               |           | 72.0              |
| Zużycie mocy do napędu urządzeń pomocniczych | 1.8       | 4.0               |
| Moc netto całej siłowni                      | 200.0     | 201.0             |
| Sprawność:                                   |           |                   |
| Jednostkowe zużycie ciepła (kJ/kWh dla LHV)  | 5842      | 6147              |
| Sprawność siłowni netto (% na LHV)           | 55.4      | 52.6              |

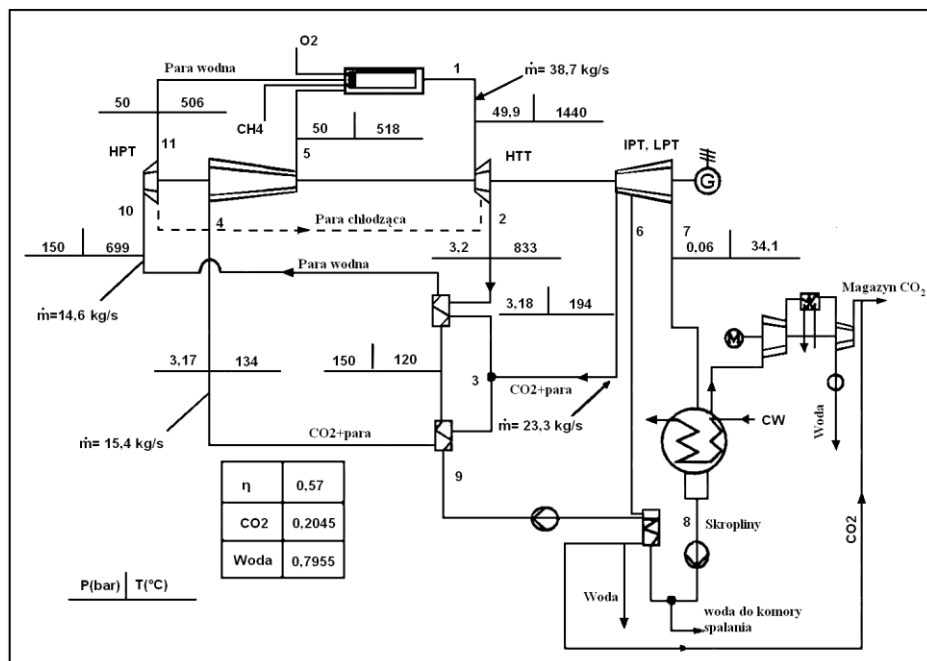
LHV – dolna wartość opałowa



Rys. 2-29. Wyniki obliczeń obiegu HAT wg [106]

## 2.4. Innowacyjne systemy energetyczne wykorzystujące niekonwencjonalne paliwa, oddzielanie CO<sub>2</sub> z gazów spalinowych i najnowsze technologie polepszania sprawności produkcji energii elektrycznej

Do innowacyjnych procesów produkcji energii elektrycznej z możliwością oddzielenia dwutlenku węgla od gazów spalinowych w celu sekwestracji należy zaliczyć w pierwszym rzędzie „Graz Cycle” (Rys. 2-30 wg [53]), którego szczególną cechą jest wprowadzenie ciepła do obiegu poprzez wewnętrzne spalanie w czystym tlenie gazu ziemnego lub dowolnego paliwa (pożądana niska zawartość azotu), jak również wodoru (np. [54]).

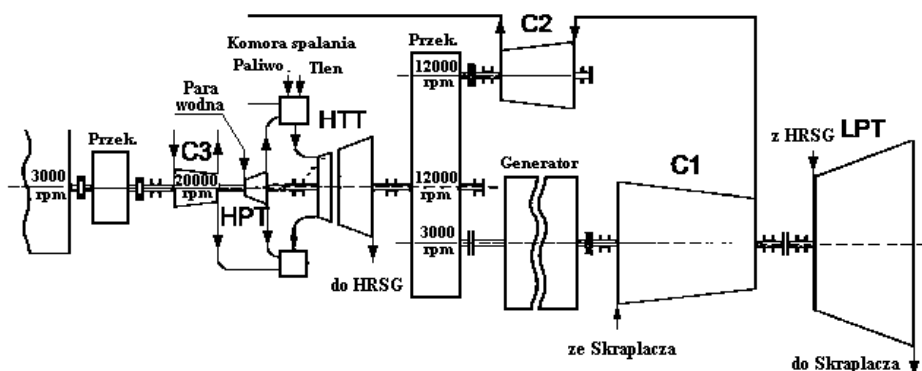


Rys. 2-30. Schemat ciepłny obiegu typu Graz opalanego metanem wg [54]

Produkty spalania: para wodna i dwutlenek węgla pełnią rolę czynników roboczych w turbinach, zanim zostaną wydzielone w kondensatorze z obiegu, przy czym większość zarówno kondensatu, jak i dwutlenku węgla jest wprowadzana z powrotem do obiegu, a tylko część wody, odpowiadająca zawartości spalanego wodoru, oraz część CO<sub>2</sub> odpowiadająca zawartości węgla w paliwie jest wyprowadzana na zewnątrz obiegu, stanowiąc potencjalny do „sekwestracji CO<sub>2</sub>” strumień masy (nie jest to więc w ścisłym znaczeniu „zero emission power cycle”).

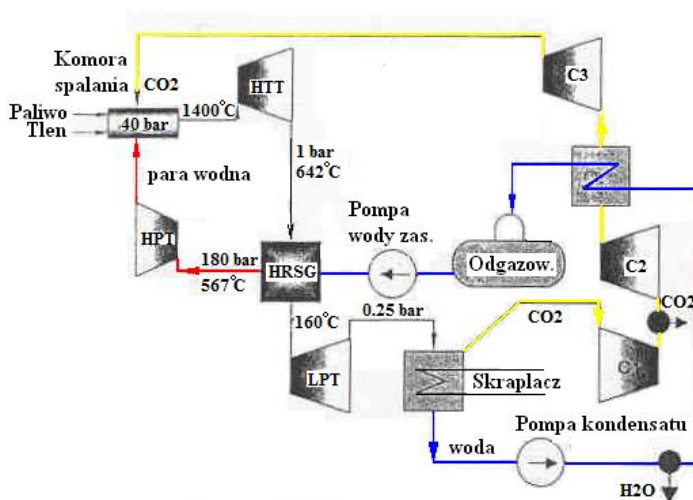
W ostatniej wersji „Graz Cycle”, skupiającej się głównie na szczegółach konstrukcyjnych zespołu maszynowego ([56] i [57]), założono spalanie gazów z tlenowego zgazowania węgla (skład molowy: 0,1 CO<sub>2</sub>; 0,4 CO; 0,5 H<sub>2</sub>) przy ciśnieniu w komorze spalania 4 MPa i temperaturze 1400°C na wylocie z komory (Rys. 2-31, [57]). W turbinie wysokotemperaturowej (1312°C na wlocie) parogaz ekspanduje do ciśnienia 0,1 MPa i temperatury 642°C przed odzyskową wytwornicą pary, która generuje dla przeciwnieprężnej turbiny parowej parę przegrzaną o parametrach 1,8 MPa/567°C, która – po rozprężeniu – jest wykorzystywana do chłodzenia palników w komorze spalania. Parogaz, po oddaniu ciepła w odzyskowej wytwornicy pary i ochłodzeniu do 160°C (ciśnienie 0,1 MPa), ekspanduje w turbinie niskoprężnej do ciśnienia w skraplaczu 0,25 bar, gdzie następuje oddzielenie wody od dwutlenku węgla.

Dwutlenek węgla z zawartością około 3% wilgoci jest następnie sprężany w zespole trzech sprężarek połączonych szeregowo aż do maksymalnego ciśnienia obiegu 4MPa przed komorą spalania. W procesie sprężania zawartość wilgoci spada poniżej 0,5%. Pomiedzy nisko- a średnioprężną sprężarką odbierana jest przy ciśnieniu atmosferycznym znaczna część  $\text{CO}_2$  (około 22%), a przed sprężarką wysokoprężną tylko 2,5% przy ciśnieniu 2,7 bar. Jest to właśnie potencjalny strumień masy  $\text{CO}_2$  (1,341 kg/s) do sekwestracji. Odbierana na zewnątrz obiegu jest również część kondensatu (około 15%) o temperaturze  $15,5^\circ\text{C}$  i ciśnieniu 5 bar, co oznacza, że system energetyczny produkuje również znaczne ilości wody ( $\sim 13,7$  Mg/h). Tak niska temperatura kondensatu wynika z założenia mało realnej temperatury wody chłodzącej skraplacz  $9^\circ\text{C}$ .



Rys. 2-31. Wielowalowy układ turbosespołu „GRAZ CYCLE” wg [57]

System energetyczny „Graz Cycle”, spalający gaz z tlenowego zgazowania węgla, uzyskuje sprawność termiczną 63% przy maksymalnej temperaturze  $1400^\circ\text{C}$  przed główną turbiną (Rys. 2-32). Uwzględnienie w analizie nakładów energetycznych na produkcję tlenu ( $0,25$  kWh/kg  $\text{O}_2$ ) obniża jednak sprawność systemu do 57,5%, a sprężanie tlenu od ciśnienia atmosferycznego do ciśnienia spalania redukuje w efekcie sprawność netto do 55%. Należy przy tym pamiętać, a o tym milczą autorzy analizy, że gaz palny z tlenowego zgazowania węgla (wartość opałowa około  $10$  MJ/kg) nie jest rozprowadzany systemem rurociągów, jak gaz ziemny, o ustalonym poziomie ciśnień, pozwalającym na bezpośredni użytek w komorach spalania turbosespołów gazowych, pracujących w kombinowanych układach parogazowych (spręż około 15). Znaczy to, że na sprężanie (lub doprężanie do ciśnienia 42 bar) tego gazu palnego potrzebna jest dodatkowa sprężarka znacznej mocy (gaz o dużej zawartości  $\text{CO}_2$  i  $\text{CO}$ ), co może obniżyć sprawność netto tego systemu nawet do 52%.



Rys. 2-32. Schemat rozplywu mediów obiegu GRAZ wg [57]

Tabela 2-5. Bilans mocy obiegu Graz

| Bilans mocy                              |           |
|------------------------------------------|-----------|
| Moc netto                                | 92251 kW  |
| Strumień energii chemicznej paliwa       | 143342 kW |
| Sprawność mech. i generatora             | 0.98      |
| Sprawność termodynamiczna obiegu         | 63.0%     |
| Gen. O <sub>2</sub> w ASU (0.25 kWh/kg): | 7940 kW   |
| Sprężanie O <sub>2</sub> od ciśn. atm.   | 3440 kW   |
| Sprawność obiegu netto:                  | 55.0%     |

Możliwe zintegrowanie „Graz Cycle” z instalacją zgazowania węgla w system IGCC (Integral Gasified Combined Cycle) nie będzie z pewnością łatwe z uwagi na usytuowanie odzyskowej wytwornicy pary tego systemu pomiędzy średnio- i niskoprężną turbiną parogazową, a przede wszystkim z konieczności rezygnacji z wykorzystania azotu z tlenowni jako „rozpuszczalnika” dla wtłoku do komory spalania, jak to przewiduje układ optymalnej siłowni IGCC 1998, projektowanej w ramach programu badawczego „Advanced Cycle Technologies” Unii Europejskiej, a która to siłownia ma osiągnąć sprawność obliczeniową 51,5% (na węglu). Sprawność ta może być zwiększana w następnych latach wraz z doskonaleniem opalanych gazem ziemnym kombinowanych siłowni parowo-gazowych, a być może również poprzez innowacyjne sprzężenie z „Graz Cycle” [58], [59].

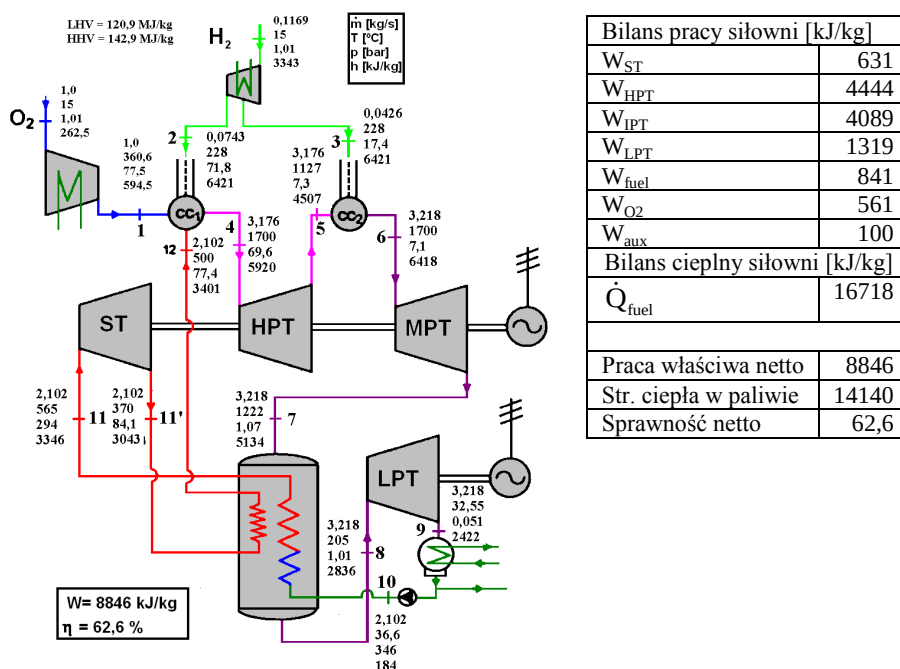
Pierwsze wersje „Graz Cycle” (np. [54], [55]) i syntetyczne omówienie koncepcji wysokosprawnych systemów energetycznych wykorzystujących paliwo wodorowe, [83]) dotyczyły opalanego wodorem lub metanem wysokotemperaturowego obiegu parowego z dodatkową pętlą: parową, w wersji spalającej wodór i parowo-gazową ( $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$ ) w wersji spalającej metan. Te dodatkowe pętle są konieczne dla uzyskania produktów spalania o temperaturze wlotowej do turbiny na poziomie dopuszczalnym dla współczesnej technologii budowy turbin gazowych.

Dla obniżenia stechiometrycznej temperatury spalania gazu ziemnego z około  $2200^\circ\text{C}$  do obecnie możliwej dla „oddychających powietrzem” (air breathing) turbin gazowych (około  $1300^\circ\text{C}$ ), należałoby – zamiast zwiększonego nadmiaru powietrza (skutkującego zwiększoną mocą potrzebną do napędu sprężarki) – wtryskiwać wodę lub parę wodną do komory spalania. Szczególnie trudne warunki pojawiają się, gdy paliwem jest czysty wodór, dla którego stechiometryczna temperatura spalania przekracza  $3000^\circ\text{C}$  (wartość teoretyczna), a uwzględniając dysocjację –  $2800^\circ\text{C}$ , w zależności od warunków spalania (spalanie adiabatycznie-izochoryczne lub adiabatycznie-izobaryczne). Dlatego wszystkie obiegi termodynamiczne, wykorzystujące spalanie wodoru w tlenie, wymagają użycia medium obojętnego (tzw. inerty). Duży nakład energii, związany ze stosowaniem tlenu jako utleniacza, wymaga – przy sekwencyjnym spalaniu – bardzo małych resztkowych udziałów tlenu na wylocie z ostatniej komory spalania. Jedyne praktycznie możliwe do realizacji obiegi  $\text{H}_2/\text{O}_2$  wykorzystują wytworzoną w systemie rekuperacji ciepła parę wodną jako inert.

Obiegi takie są wówczas w istocie obiegami parowymi ze spalaniem wewnętrznym (ICSC, tzn. Internal Combustion Steam Cycle). Obiegi te mogą osiągać sprawności netto 63% tylko przy zastosowaniu bardzo wysokich (prawdopodobnie osiągalnych dopiero w dalszej przyszłości) wartości temperatury i ciśnienia. Przytoczone w [83] obiegi parowe ze spalaniem wewnętrznym (ICSC) charakteryzują się szczególnie wysokimi parametrami pary roboczej (np. obieg „Toshiba”: 73 bar/ $1770^\circ\text{C}$  w części SP oraz 9,8 bar/ $1700^\circ\text{C}$  w części NP; obieg „Modified New Rankine” (MNR): 250 bar/ $1700^\circ\text{C}$  w części WP, 36 bar/ $1700^\circ\text{C}$  w części SP oraz 5 bar/ $1700^\circ\text{C}$  w części NP). Do tej grupy obiegów parowych ICSC zaliczono również „Graz Cycle”, chociaż różni się od pozostałych tym, że stanowi kompozycję obiegów Braytona i Rankina, co pozwala na ograniczenie procesu spalania do jednej tylko komory przy ciśnieniu 50 bar i maksymalnej temperaturze przed turbiną  $1700^\circ\text{C}$ .

Jest to możliwe dzięki dodatkowej pętli Braytona, w której występują: dwusekcyjna wytwornica pary z międzysekcyjnym upustem zasilającym turbinę niskoprężną oraz sprężarka parowa o sprężu 14, tłocząca inert parowy (temperatura  $595^\circ\text{C}$ ) do komory spalania, po uprzednim zmieszaniu z parą drugiej sekcji wytwornicy. Na podstawie przedstawionych schematów [83]

można przypuszczać, że wszystkie trzy obiegi, z wyjątkiem „Graz Cycle”, wymagają bardzo skomplikowanych technicznie sprężarek tlenowych i wodorowych przy niespotykanych dotąd parametrach, gdyż muszą być dostosowane do różnych ciśnień w komorach spalania (np. dla obiegu MNR: 250bar/36 bar/5 bar). Szczególnie trudne wymagania do spełnienia pod względem bezpieczeństwa dotyczyć będą sprężarek tlenowych z jednym, a nawet dwoma upustami międzystopniowymi. Znane są wypadki eksplozji sprężarek tlenowych bezupustowych, jakie są stosowane w hutnictwie, w trakcie których ginęli ludzie.



Rys. 2-33. Materiałowy i energetyczny bilans systemu ICSC wg [37]

Łatwiejszy technicznie do przyszłościowej realizacji może być system ICSC (Rys 2-33 wg [37], wybrany po szczegółowej analizie termodynamicznej w szerokim zakresie spręży i temperatur przed turbiną wysokoprężną ( $\pi = 30, 50, 70$ ;  $TIT = 1350^\circ C, 1500^\circ C, 1700^\circ C$ ) jako referencyjny do porównań sprawnościowych, w którym sprężarka tlenowa (bezipustowa) zasila pełnym strumieniem masy pierwszą, wysokoprężną komorę spalania (69,6 bar/1700°C przed turbiną WP). Sprężarka wodorowa jest natomiast wyposażona w upust, z którego jest zasilana druga w sekwencji komora spalania (7,1 bar / 1700°C przed turbiną SP). Inertem w wysokoprężnej komorze spalania jest więc



resztkowy tlen oraz wtryskiwana do komory para wodna (71,9 bar / 500°C) z czołowej turbiny przeciwprężnej (wlot 294 bar / 565°C) wygenerowana w odzyskowej wytwornicy i wtórnie przegrzana do wtrysku (77,4 bar / 500°C) po ekspansji w turbinie czołowej. Wytwornica pary jest zasilana z turbiny średnioprężnej parą (spalinami) odlotową (1,07 bar / 1222°C), która, po oddaniu ciepła, ekspanduje do ciśnienia 0,051 bar w turbinie niskoprężnej, napędzającej osobny generator elektryczny.

Przy wartości ciepła spalania HHV = 142,9 MJ/kg H<sub>2</sub> i wartości opałowej LHV = 120,9 MJ/kg, system referencyjny ma obliczeniową sprawność netto 62,5% i jednostkową pracę efektywną 8846 kJ/kg O<sub>2</sub>. Na podkreślenie zasługuje wnikliwe oszacowanie tej sprawności netto, przy pełnym zestawieniu przyjmowanych danych i założeń odnośnie sprawności politropowych sprężarek i turbin WP oraz sprawności izentropowych turbin SP i NP, jak również wszelkich strat ciśnienia w wymiennikach ciepła (chłodnice, podgrzewacze, komory spalania itp., w sumie 24 istotnych dla sprawności systemu danych charakterystycznych).

Warto też zwrócić uwagę, że wyliczona tu sprawność określana jest dla wartości opałowej LHV, a w bilansie komory spalania uwzględnia się ciepło spalania HHV.

### **Bilans komory spalania CC1:**

Strumień ciepła doprowadzanego z tlenem:

$$\dot{Q}_{O_2} = \dot{m}_{O_2} \cdot h_1 = 1.0 \cdot 594.5 = 594.5 \frac{kJ}{s}$$

Strumień ciepła doprowadzanego z wodorem:

$$\dot{Q}_{H_2} = \dot{m}_{H_2} \cdot h_2 = 0.0743 \cdot 6421 = 477.08 \frac{kJ}{s}$$

Strumień ciepła doprowadzany wraz z parą wodną:

$$\dot{Q}_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O} \cdot h_{12} = 2.102 \cdot 3401 = 7148.9 \frac{kJ}{s}$$

Strumień ciepła wyprowadzany wraz ze spalinami z komory spalania:

$$\dot{Q}_{spalin} = \dot{m}_{spalin} \cdot h_4 = 3.176 \cdot 5920 = 18801.92 \frac{kJ}{s}$$

Strumień energii chemicznej paliwa doprowadzanego do komory spalania:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{paliwo} &= \dot{Q}_{spalin} - \dot{Q}_{O_2} - \dot{Q}_{H_2} - \dot{Q}_{H_2O} = 18801.92 - 594.5 - 477.08 - 7148.9 = \\ &= 10581.44 \frac{kJ}{s} \end{aligned}$$

Strumień energii chemicznej doprowadzanej z paliwem liczony dla wartości opałowej LHV:

$$\dot{Q}_{LHV} = LHV \cdot \dot{m}_{H_2} = 120900 \cdot 0.0743 = 8982 \frac{kJ}{s}$$

Strumień energii chemicznej doprowadzanej z paliwem liczony dla ciepła spalania HHV:

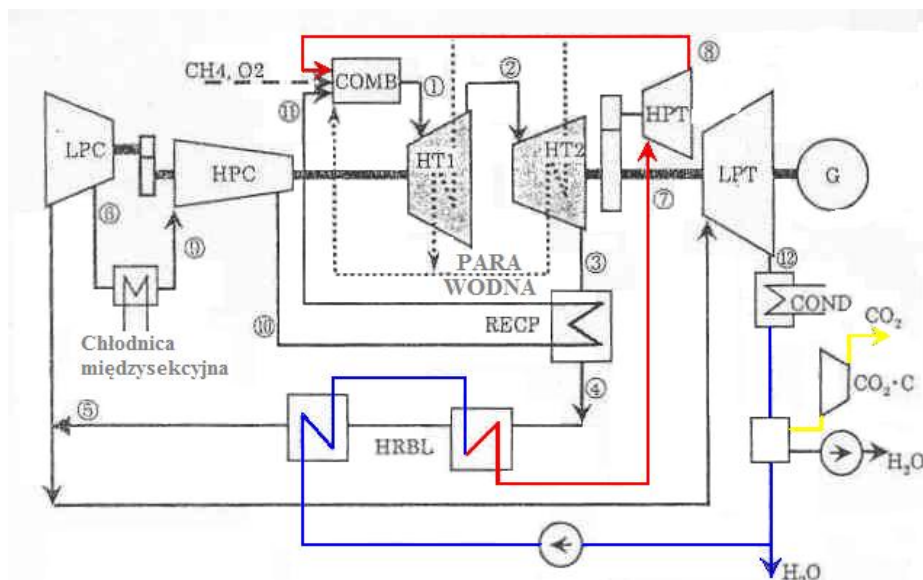
$$\dot{Q}_{LHV} = LHV \cdot \dot{m}_{H_2} = 142900 \cdot 0.0743 = 10618 \frac{kJ}{s}$$

Tak więc, jak widać z porównania, praktycznie taką samą wartość mają strumień energii chemicznej paliwa liczony z bilansu komory spalania i liczony dla ciepła spalania. Stąd używane przez większość autorów definicje sprawności odniesione do wartości opałowej nie są ścisłe i pozwalają na podawanie wartości sprawności nieco wyższej niż poprawna, zgodna z równaniami bilansowymi komory spalania.

Oczywiście nie ma – w tym stanie zaawansowania badań nad problematyką obiegów  $H_2/O_2$  – sposobu uwzględnienia nakładów energetycznych na produkcję wodoru w celu oszacowania sprawności całkowitej, bo zależą one już od konkretnego producenta (rafinerie ropy naftowej, instalacje zgazowania węgla, uzyskiwanie ze źródeł odnawialnych, itp.)

Słuszna jest opinia autorów [37], podkreślających znaczne ograniczenia, jakie mogą się pojawiać w zastosowaniu obiegów  $H_2/O_2$  w praktyce energetycznej, a które powinny być głębiej studiowane w celu pełniejszego zrozumienia i rozwiązywania rozlicznych problemów technologicznych, związanych z użyciem tlenu i wodoru. Oczekiwane sprawności, oszacowane w artykule [37], nie usprawiedliwiają – zdaniem autorów – ogromnych nakładów na te badania, jakie będą musiały być poniesione, gdyż inne, już sprawdzone technologie, jak na przykład kombinowane obiegi gazowo-parowe, mogą osiągnąć podobny poziom sprawności poprzez stosowanie bardziej zaawansowanych parametrów obiegu (np. TIT powyżej  $1350^\circ C$ ). Potwierdzają te przewidywania ostatnio publikowane badania japońskie (projekt ACRO-GT-2000 [101] oraz niemieckie (projekt STB 561, [8]).

Celem japońskiego projektu ACRO-GT-2000 jest doskonalenie siłowni klasy 500 MW o sprawności większej niż 60% (HHV), wykorzystującej metan zamiast wodoru i wolnej od emisji  $CO_2$  poprzez odzyskiwanie  $CO_2$  z gazów odlotowych. Jednocześnie ten nowy projekt ma promować krótkoterminową realizację wysokosprawnej siłowni, wykorzystującej bardziej powszechne i praktyczne paliwo jakim jest metan. Prezentowany system energetyczny wprowadza spalanie  $CH_4$  w tlenie i wysokotemperaturową ( $1700^\circ C$ ) turbinę gazową wzorowaną na pracach studialnych zamkniętego obiegu  $CO_2$  i  $H_2O$  z sekwestracją  $CO_2$  ([101], Rys. 2-34) oraz na koncepcyjnym projekcie 100 MW siłowni „Graz Cycle” [57], [59].



Rys. 2-34. Schemat układu wytwarzania mocy opartego na sekwestracji  $\text{CO}_2$  wg [101]  
 HT1: turbina wysokoprężna i wysokotemperaturowa; HT2: turbina niskoprężna i wysokotemperaturowa; HPC: sprężarka WP; LPC: sprężarka NP; LPT: turbina parowa WP; G: generator; COMB: komora spalania; HRBL: generator pary; COND: skraplacz; RECP: rekuperator;  $\text{CO}_2\text{-C}$ : sprężarka  $\text{CO}_2$ .

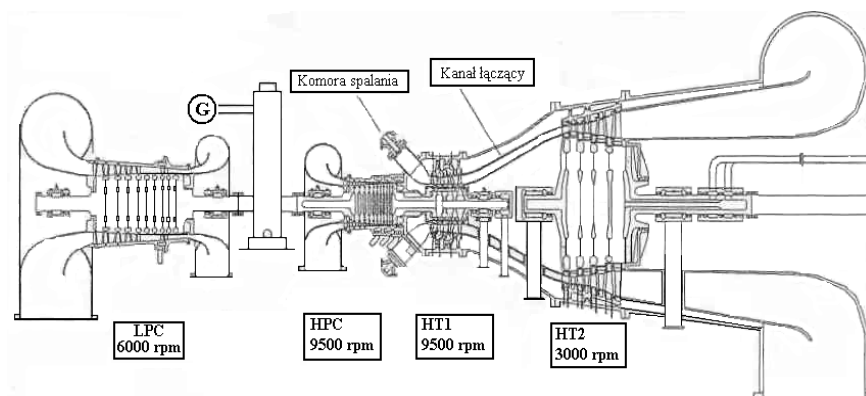
System ACRO-GT mieści w sobie dwa obiegi częściowe: zamknięty obieg Braytona ze spalaniem  $\text{CH}_4\text{-O}_2$  i obieg Rankina wykorzystujący ciepło odlotowe obiegu Braytona. W skład obiegu Braytona wchodzi: sprężarka niskoprężna (LPC) i wysokoprężna (HPC), komora spalania (COMB) i dwie wysokotemperaturowe turbiny (HT1, HT2). Temperatura wlotowa i ciśnienie ustalone zostały na  $1700^\circ\text{C}$  i 45.1 bar (Rys. 2-34 i Tabela 2-6). Medium roboczym cyklu Braytona jest mieszanina  $\text{CO}_2$  i  $\text{H}_2\text{O}$ , która jest wytwarzana przez spalanie  $\text{CH}_4$  w  $\text{O}_2$ . Gaz wylotowy z HT2 wymienia ciepło z wysokociśnieniowym medium z HPC w rekuperatorze (RECP), a następnie podgrzewa wodę zasilającą z kondensatora (COND) i generuje parę w odzyskowej wytwornicy pary (HRBL) o parametrach 310 bar/ $543^\circ\text{C}$ , zasilającej z kolei wysokoprężną turbinę parową (HPT). Para odlotowa z HPT jest wykorzystywana jako chłodziwo w turbinach HT1 i HT2 i w końcu wtryskiwana do komory spalania COMB. Gaz odlotowy z HRBL jest dzielony na dwie części: jedna z nich zasila turbinę niskoprężną (LPT), a druga niskoprężną sprężarkę (LPC). Część medium roboczego, która ekspandowała w LPT, ulega w kondensatorze (COND) rozdzieleniu na skropliny pary wodnej i na nieskrapające się czyste  $\text{CO}_2$ , wydalone za pomocą sprężarki ( $\text{CO}_2\text{-C}$ ) na zewnątrz układu.

Tabela 2-6. Parametry obiegu w wybranych węzłach

| Węzeł | Strumień masy [kg/s] | Temperatura [°C] | Ciśnienie [MPa] |
|-------|----------------------|------------------|-----------------|
| 1     | 277,94               | 1700,0           | 4,5130          |
| 2     | 309,4                | 1271,4           | 1,4700          |
| 3     | 309,4                | 717,6            | 0,1120          |
| 4     | 309,4                | 627,4            | 0,1064          |
| 5     | 309,4                | 106,5            | 0,1013          |
| 6     | 119,22               | 347,9            | 0,7189          |
| 7     | 96,9                 | 543,0            | 31,0000         |
| 8     | 96,9                 | 310,9            | 6,5790          |
| 9     | 134,69               | 170,9            | 0,7045          |
| 10    | 134,69               | 454,5            | 5,0000          |
| 11    | 134,69               | 600,0            | 4,7500          |
| 12    | 190,18               | 40,2             | 0,0085          |

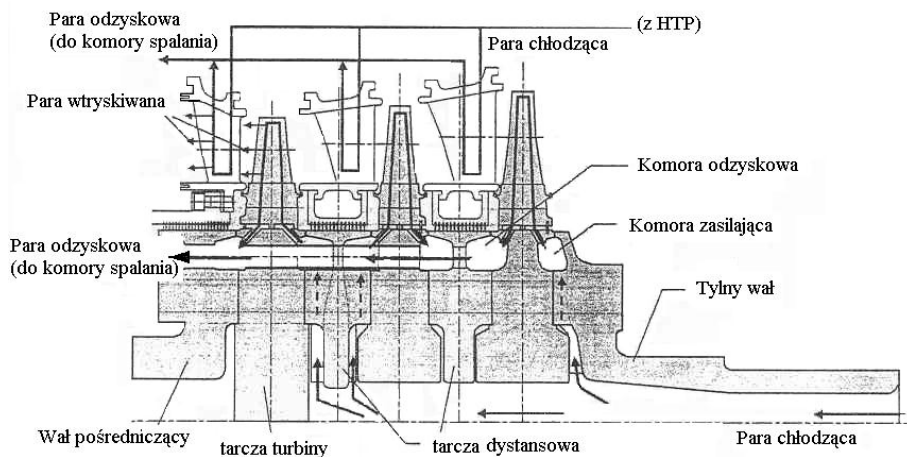
Rys. 2-35 przedstawia przekrój podłużny zestawu maszynowego układu (z wyjątkiem turbiny LPT i generatora). Jednym z krytycznych elementów zestawu jest pierścieniowy kanał łączący ulokowany pomiędzy wysokoobrotową turbiną (9500  $\text{min}^{-1}$ ), i w związku z tym o małej średnicy zewnętrznej, a niskoobrotową, o znacznie większej średnicy stopni HT2, napędzającą wspólnie z LPT generator elektryczny o częstotliwości 3000 obrotów na minutę. Duża powierzchnia kontaktu łącznika z wysoką, bo wynoszącą około 1200°C, temperaturą medium roboczego przed HT2 (węzeł 2 w Tabeli 2-6), wymaga znacznego zużycia chłodziwa, co rzutuje na obniżenie sprawności termicznej całego turbozespołu.

Zastosowane w systemie ACRO-GT spalanie  $\text{CH}_4\text{-O}_2$  oraz wysokotemperaturowa turbina gazowa klasy 1700°C spowodowały konieczność opracowania wysoko efektywnego systemu chłodzenia, zastosowania bardziej wytrzymałych materiałów podstawowych i efektywnych pokryć izolacyjnych.



Rys. 2-35. Przekrój merydionalny turbiny klasy 1700°C wg [101]

Wybrany system chłodzenia był już wcześniej doskonalony i weryfikowany w poprzednim projekcie WE-NET (Word Energy Network) na podstawie wielu badań eksperymentalnych i numerycznych. Rys. 2-36 przedstawia schemat zastosowanego układu chłodzenia parowego zarówno statora, jak i rotora wysokotemperaturowej turbiny HT1.



Rys. 2-36 Schemat układu chłodzenia turbiny HT1 wg [101]

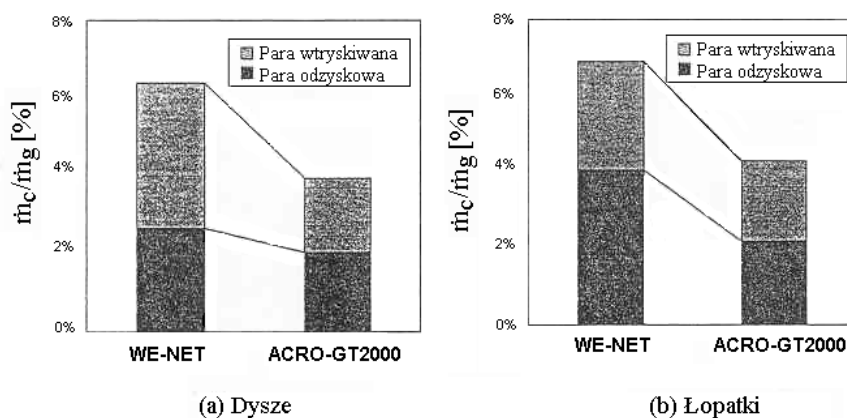
Łopatkki statora są pojedynczo zasilane z kolektora pary odlotowej turbiny parowej HPT parą chłodzącą o parametrach 66 bar/300°C, natomiast para chłodząca rotor doprowadzana jest przez centralny otwór w tylnej końcówce wału wirnika i rozprowadzana po wszystkich wieńcach łopatkowych poprzez system przewiercień promieniowych i osiowych w tarczach dystansowych i wirnikowych rotora do gęsto uźebrowanych komór wnętrza łopatek, a stąd – po przejściu ciepła od gorących powierzchni – sprowadzona zostaje w znacznej swej części (Tabela 2-7 i Rys. 2-37) do komory spalania turbozespołu gazowego. Nagrzane w podobny sposób chłodziwo w łopatkach statora jest również wtryskiwane do komory spalania jako para wysoko przegrzana.

Należy tu podkreślić, że przy ustalonej temperaturze medium roboczego na wlocie do wieńca kierującego pierwszego stopnia, temperatura na wlocie do wieńca wirnikowego jest zmienna i zależna od sposobu chłodzenia łopatek kierujących. Temperatura ta obniża się ze wzrostem strumienia masy chłodziwa wydychanego do gorącego przepływu głównego w efekcie procesu mieszania. Natomiast chłodzenie wewnętrzne łopatek (konwekcyjne lub konwekcyjne z nadmuchem wg definicji [13]) ma mniejszy wpływ na temperaturę medium roboczego, czyli również na sprawność turbozespołu gazowego i całego systemu energetycznego.

Tabela 2-7. Parametry dysz i łopatek turbinowych dla pierwszych stopni turbin HT1

|                                            | ACRO-GT2000 |         | WE-NET |         |
|--------------------------------------------|-------------|---------|--------|---------|
|                                            | Dysze       | Łopatki | Dysze  | Łopatki |
| <b>Przepływ główny</b>                     |             |         |        |         |
| Średnia temp. na wlocie [°C]               | 1700        | 1600    | 1700   | 1570    |
| Maks. temp. na wlocie [°C]                 | 1810        | 1670    | 1810   | 1640    |
| Ciśnienie wlotowe [MPa]                    | 4,51        | 3,68    | 4,74   | 3,71    |
| Całkowity strumień masy [kg/s]             | 278         | 286     | 222,4  | 231,6   |
| <b>Przepływ chłodzący</b>                  |             |         |        |         |
| Temperatura wlotowa [°C]                   | 328         | 374     | 350    | 374     |
| Ciśnienie wlotowe [MPa]                    | 5,3         | 6,03    | 5,4    | 5,69    |
| Udział strumienia masy pary chłodzącej [%] | 3,94        | 4,20    | 6,40   | 6,90    |
| <b>Dostępne temperatury maksymalne</b>     |             |         |        |         |
| Metal podstawowy                           | 950         | 950     | 930    | 930     |
| Pokrycie termiczne TBC [°C]                | 1300        | 1300    | 1200   | 1200    |
| Grubość pokrycia TBC [mm]                  | 0,2         | 0,15    | 0,2    | 0,15    |

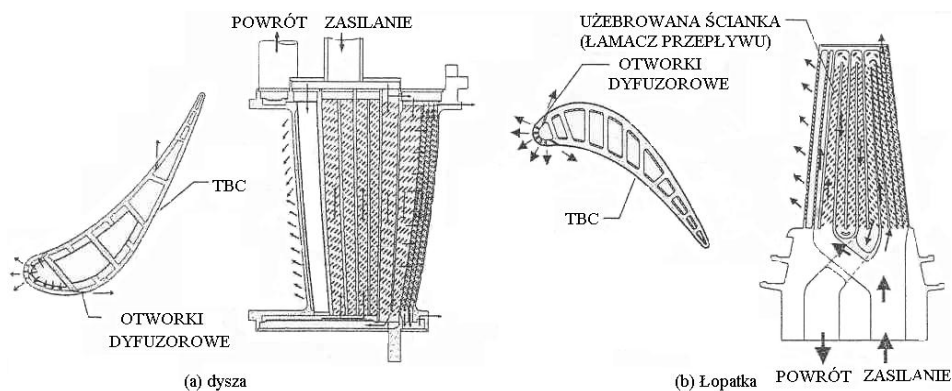
Rys. 2-37 pokazuje porównanie zredukowanych strumieni masy chłodziwa  $\dot{m}_c$  do strumienia masy przepływu głównego  $\dot{m}_g$  kierownicy i wirnika pierwszego stopnia dla pierwotnego projektu WE-NET i aktualnego ACRO-GT2000. Z porównania wynika zmniejszenie zredukowanego przepływu strumienia masy chłodziwa o około 40% (z 6.3% do 4% dla kierownicy i z 7% do 4.2% dla łopatek wirnikowych) w porównaniu z projektem WE-NET. Redukcja ta była możliwa przede wszystkim dzięki intensywnym badaniom eksperymentalnym nad wymianą ciepła na wewnętrznych ściankach łopatek z użyciem różnego rodzaju turbulizatorów przepływu.



Rys. 2-37. Porównanie strumieni masy czynników chłodzących dla dysz i łopatek pierwszych stopni turbin wg [101]

W przedstawionym w [101] studium zbadano wymianę ciepła na 4-rzędowym układzie skośnie do kierunku przepływu ustawionych żebrach (ang. broken ribs) w odróżnieniu od konwencjonalnych żeber ciągłych, ustawianych do przepływu pod kątem  $45^\circ$ . Spodziewano się po tych krótkich, skośnie ustawionych żebrach (skewed broken ribs) zwiększenia przenikalności cieplnej poprzez generowanie przez wlotową krawędź żebra trójwymiarowego przepływu przestrzennego i pocienienia termicznej warstwy przyściennej na jego powierzchni wskutek oderwania przepływu.

Rys. 2-38 przedstawia konstrukcję chłodzonych łopatek kierujących i wirnikowych pierwszego stopnia. Część krawędzi wlotowej łopatki kierującej i wirnikowej, narażona na intensywną inwazję ciepła od omywającego ją gazu, jest chłodzona od wewnętrznej strony przez natrysk chłodziwa, a od strony zewnętrznej – owiewem (poprzez domieszanie chłodziwa przez otworki o dyfuzorowym kształcie). Dodatkowe rzędy takich otworków przewidziano na powierzchniach kierownic w miejscach najbardziej obciążonych termicznie. Większość cięciwy łopatek zajmują wielokomorowe struktury kilku-pętlowego chłodzenia konwekcyjnego z turbulizatorami w postaci krótkich żeber, ustawionych w palisadach skośnych, po cztery sztuki w każdej.



Rys. 2-38. Konfiguracja układu chłodzenia łopatek kierujących i wirnikowych pierwszego stopnia wg [101]

Konstrukcja kanału dopływowego i odpływowego chłodziwa – jak widać na Rys. 2-38b – w łopatce wirnikowej z wysoką masywną stopą ma zapewnić małe opory przepływu w odróżnieniu od rozprowadzającego chłodziwo systemu promieniowo wierconych kanałów w tarczach wirnika o dominującym udziale strat ciśnienia na całej drodze przepływu chłodziwa.

Omawiana publikacja [101] poświęcona zgodnie z tytułem koncepcji konstrukcyjnej i doskonaleniu chłodzenia ułopatkowania wysokotemperaturowej turbiny gazowej klasy  $1700^\circ\text{C}$ , nie podaje żadnych bliższych danych co do

przewidywanej, względnie może już obliczonej, sprawności termicznej turbozespołu ACRO-GT-2000 poza stwierdzeniem:

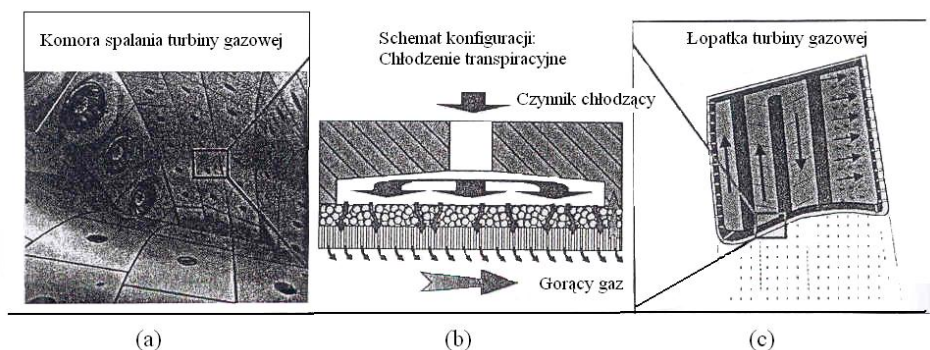
- przeprojektowane chłodzenie kierownicy i wieńca wirnikowego pierwszego stopnia zmniejszy zużycie chłodziwa o 40% w porównaniu z poprzednią wersją WE-NET 1700°C;
- zmniejszenie wydmuchu chłodziwa o 50% z kierownicy pierwszego stopnia może zwiększyć o 30 K temperaturę przed wieńcem wirnikowym, co przyczyni się do zwiększenia sprawności termicznej siłowni.

Niemiecki projekt SFB561 „Thermally, highly loaded, porous and cooled multi-layer systems for combined cycle power plants” [8], uruchomiony w 1998 i finansowany (obecny budżet około 9 mln EUR) przez DFG (Deutsche Forschung Gemeinschaft) ma na celu stworzenie bazy naukowej dla budowy kombinowanej siłowni gazowo-parowej o sprawności 65%. W projekcie uczestniczy aktualnie 14 instytutów ulokowanych w: RWTH Aachen, Centrum Badawczym Jülich i w Kolonii (German Aerospace Center).

Dla osiągnięcia sprawności całkowitej 65% siłowni kombinowanej potrzebna będzie temperatura na wylocie z komory spalania turbiny gazowej 1520°C przy ciśnieniu 17 bar (dla porównania obecna wartość temperatury ISO na wlocie do turbiny gazowej 1230°C) oraz temperatura pary świeżej przed turbiną parową 580÷620°C. Projekt SFB561 nie przewiduje chłodzenia parowego wysokotemperaturowych elementów zarówno statora, jak i rotora turbin gazowych, natomiast chłodzenie parą ma się ograniczać jedynie do elementów turbin parowych, aby uniknąć stosowania w budowie gorących elementów drogich stopów niklowych, przestając na strukturalnie ulepszonych stalach chromowych o zawartości 9÷12% Cr. Dla turbin gazowych przewiduje się na łopatki monokrystaliczne stopy niklu z ulepszonym chłodzeniem i zabezpieczającymi termicznie pokryciami.

Zgodnie z „mapą drogową” programu SFB561, w pierwszym okresie (na 13 lat zaprogramowanych badań) wykazano, że jest w zasadzie możliwa produkcja struktur porowatych, jak np. powłok z wierconymi otworami, metalowych pianek i spieków dla zastosowań w siłowniach kombinowanych. Celem drugiego etapu było dalsze doskonalenie bazy produkcyjnej dla materiałów porowatych. Podczas obecnej fazy projektu, konstrukcje i metody wykonawcze są potwierdzane przez wszechstronne badania eksperymentalne.

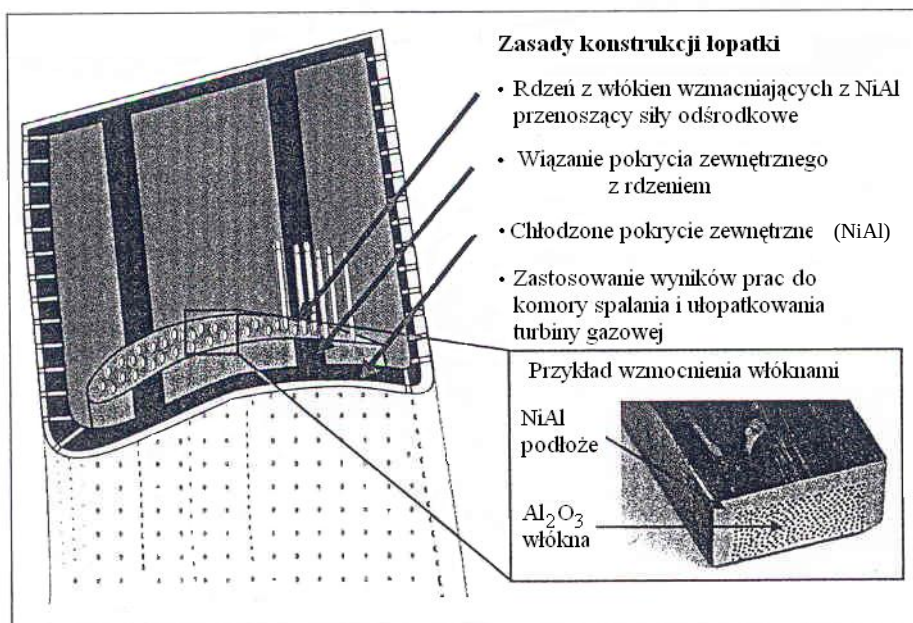




Rys. 2-39. Zastosowanie struktur porowatych do chłodzenia turbin gazowych; a) chłodzone ścianki komory spalania, b) schemat chłodzenia transpiracyjnego, c) chłodzenie łopatk turbinowej (transpiracyjne z owiewem krawędzi wlotowej i wydmuchem części chłodziwa przez krawędź wylotową) wg [8]

Nowo rozwijane technologie mają być zastosowane w komorach spalania i łopatkach turbin gazowych (Rys. 2-39), w wysokotemperaturowych sekcjach stopni wysoko i średnioprężnych turbin parowych oraz w urządzeniach drenażu wodnego w ostatnich stopniach turbin kondensacyjnych. We wszystkich tych elementach planowane jest użycie wielowarstwowych materiałów dla zapewnienia bardzo efektywnego chłodzenia wysoko obciążonych elementów, ze zmniejszonym jednocześnie zużyciem czynnika chłodzącego, lub też dla redukcji strat aerodynamicznych, co ma się przyczynić do zwiększenia sprawności całkowitej siłowni kombinowanych.

Badania w programie SFB561 prowadzone są na różnych strukturach materiałowych z otwartymi porami do zastosowań w turbinach gazowych i dotyczą: płyt i powłok z laserowo wierconymi otworami kształtowymi oraz metalowych pianek z otwartymi porami, wykonanych, o ile to możliwe, z odpornych na utlenianie stopów NiAl (Rys. 2-40). Ważne jest przy tym, dla efektywnego chłodzenia, tworzenie się na powierzchniach chłodzonych jednorodnych warstw czynnika chłodzącego, możliwych do uzyskania tylko poprzez odpowiedni kształt otworów i geometrię ich rozkładu. Procedura laserowego wiercenia, sprawdzona w usuwaniu materiału z wierconych otworów, została zastosowana do wykonania otworów chłodzących w strukturach wielowarstwowych, składających się z podwarstwy, pokrycia wiążącego i ceramicznego pokrycia zabezpieczenia termicznego.



Rys. 2-40. Możliwa przyszłościowa konstrukcja łopatki turbinowej wg [8]

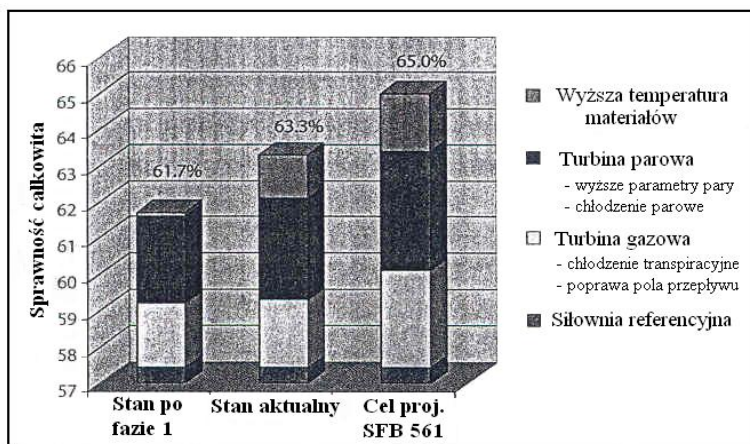
W zastosowaniach do turbin parowych, program SFB561 przewiduje użycie materiałów porowatych, wykonywanych przez spawanie wielowarstwowych powłok ze splecionej siatki drucianej i płyty osłonowej. Para, jako medium chłodzące, jest kierowana przez wplecioną siatkę dla chłodzenia przede wszystkim kadłuba turbiny w wysokotemperaturowej strefie wlotowej. W strefie pary wilgotnej stopni niskoprężnych kondensat jest usuwany z przepływu dla zmniejszenia uszkodzeń układu łopatkowego wskutek erozji.

Zastosowanie układów z otwartymi porami zarówno na obrzeżach wieńców kierujących, jak i łopatkach pozwoli na zmniejszenie strat, przypisywanych drenażowi wody, w porównaniu z konwencjonalnym rozwiązaniem drenażu wody poprzez szczeliny. Wstawki z otwartymi porami, spiekane z otaczającą powłoką, umożliwią w przyszłości łatwe wykonanie trójwymiarowych powierzchni kadłubów i kierownic.

W tym miejscu należałoby przypomnieć niektóre prace badawcze prowadzone w latach siedemdziesiątych i osiemdziesiątych XX wieku w Polsce, w ramach programów węzłowych w Politechnice Częstochowskiej (Instytut Maszyn Ciepłych) i Politechnice Łódzkiej (Instytut Maszyn Przepływowych) nad oddziaływaniem na warstwy przyscienne w turbinowych palisadach łopatkowych w celu redukcji straty profilowej i brzegowej dla polepszenia sprawności turbin parowych.

W ramach studium [88] w problemie węzłowym 04.1.2 opracowano konstrukcję kierownic stopni niskoprężnych z elementami porowatymi (przewalcowane siatki druciane) na stronie grzbietowej łopatek powłokowych w celu odsysania filmu wodnego i wynoszonych z przepływu grubych kropli, które, padając na porowatą powierzchnię, przenikają do systemu drenażowego nie ulegając odbiciu i powrotowi do przepływu, jak to na ogół się dzieje w rozwiązaniach z gładkimi powierzchniami i pojedynczymi szczelinami odsysającymi w wielu konwencjonalnych rozwiązaniach kierownic stopni pracujących w obszarze pary mokrej.

Badania w ramach programu rządowego PR8 i międzyresortowego MR-1-26 dotyczyły obniżenia strat profilowych na łopatkach kierujących turbin parowych poprzez odsysanie w układach szczelin lub rzędów otworów wierconych mechanicznie [89] i [39]. Badania odsysania strefowego (pasek z trzema rzędami otworków  $\phi 0.4$  mm z podziałką 2.5 mm w przestawnym co pół podziałki układzie) oraz szczelinowego (szczelina o szerokości 0.5 mm, prostopadła i pochylona pod prąd do zarysu profilu) przed przejściem laminarno-turbulentnym, wykazały zmniejszenie straty tarcia na profilu o 20%, a straty profilowej o 17% przy względnym strumieniu odsysanego medium 0,25%. Badania wpływu na straty brzegowe zarówno poprzez odsysanie, jak i domieszanie medium [7] wykazały znaczny wzrost straty brzegowej przy niskoenergetycznym wydmuchu (jak np. medium chłodzącego w turbinie gazowej) przez szczeliny w pobliżu obrzeża palisady łopatkowej, a znaczne zmniejszenie tej straty przy odsysaniu.



Rys. 2-41. Potencjalny wkład różnych technologii do całkowitej sprawności obiegu kombinowanego wg [8]

Na podstawie postępu w projektach podczas pierwszej fazy SFB561 (po trzech latach) sprawność procesu kombinowanego osiągnęła 61,7% (na podstawie obliczeń). Osiągnięcie to wynika z doskonalenia chłodzenia

transpiracyjnego turbiny gazowej i polepszenia sprawności turbiny parowej dzięki modyfikacji chłodzenia parowego, usuwaniu wody z przepływu i nowym materiałom.

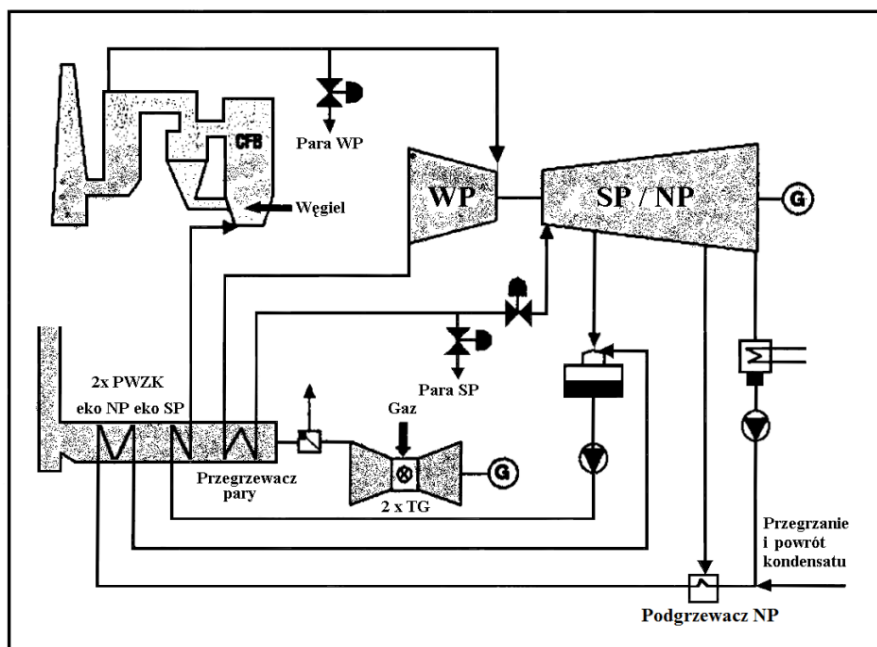
Obecnie (po zakończeniu 2 fazy), sprawność do 63,5% jest do osiągnięcia dzięki lepszemu zrozumieniu warunków przepływu, ulepszeniu procedur produkcyjnych i powiększeniu trwałości materiałów (Rys. 2-41). Zmniejszenie zużycia chłodziwa i powiększenie dopuszczalnej temperatury materiałów doprowadzić może do pożądanej sprawności 65%.

Według autorów [8] nie jest to jeszcze koniec możliwości powiększenia sprawności kombinowanych siłowni gazowo-parowych. Program SFB561 skoncentrował się w pierwszym rzędzie na usprawnieniach przepływu i technologii elementów w celu zapewnienia lepszego chłodzenia turbin gazowych i parowych. Jeśli się to połączy z techniką pomiarową w innym miejscu siłowni (np. innowacyjny system kontroli), to istnieje możliwość polepszenia sprawności siłowni kombinowanych nawet powyżej 70%.

## 2.5. Siłownie wielopaliwowe

Siłownie spalające paliwa węglowe, w tym również biomasę i inne paliwa stałe, mogą być łączone w różny sposób z opalanymi gazem ziemnym turbozespołami gazowymi w tzw. siłownie hybrydowe. Sprawność tego rodzaju siłowni jest w porównaniu z wyjściową wersją siłowni spalającej tylko węgiel znacznie wyższa, ale pozostaje wyraźnie poniżej sprawności uzyskiwanych w kombinowanych siłowniach gazowo-parowych opalanych gazem ziemnym. W Unii Europejskiej tylko około 8% znajdujących się w eksploatacji siłowni wykazuje sprawność produkcji energii elektrycznej powyżej 40%, która to wartość jest uznawana za poziom techniki dla konwencjonalnych siłowni opalanych węglem (np. [99]), podczas gdy udział węgla w wytwarzaniu energii elektrycznej jest dwukrotnie większy niż gazu ziemnego.

W konwencjonalnych, spalających paliwa węglowe siłowniach, zwiększenie sprawności jest możliwe przede wszystkim poprzez podnoszenie temperatury i ciśnienia pary. Obecnie osiągane temperatury to: 600°C do 620°C, a ciśnienie około 300 bar, co pozwala – w zależności od ciśnienia w skraplaczu – na uzyskanie sprawności 45% do 47% przy węglu kamiennym i 41% do 43% w spalaniu węgla brunatnego (np. blok K w Niederaussem o parametrach pary: 290 bar/580°C w części WP i 80 bar/600°C po przegrzaniu wtórnym, legitymuje się sprawnością powyżej 43%, [63]).

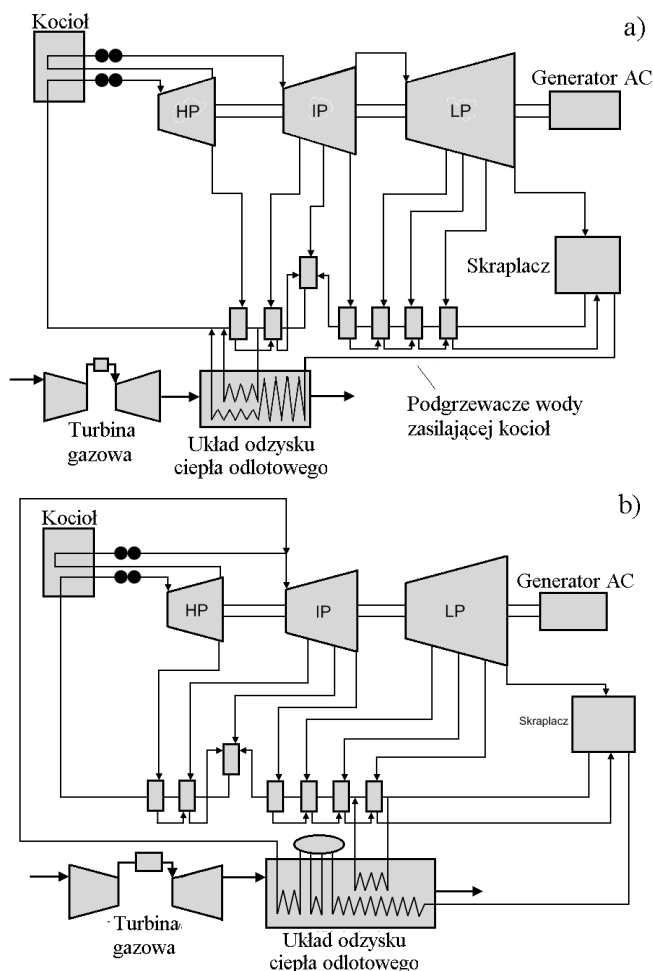


Rys. 2-42. Uproszczony schemat siłowni hybrydowej Map Ta Phut wg [42]

Pierwsza siłownia hybrydowa, opalana węglem i gazem ziemnym, weszła do eksploatacji w Tajlandii [42], osiągając sprawność netto 43% przy parametrach pary w kotle z cyrkulacyjną warstwą fluidalną 183 bar/568°C oraz przegrzaniem wtórnym przez gazy odlotowe z turbin gazowych do 530°C. Sprężenie z dwoma jednostkami gazoturbinowymi po 37 MW umożliwia, poza przegrzaniem wtórnym pary, również podgrzanie wody zasilającej kocioł do 265°C. Przegrzanie wtórne gazami odlotowymi turbin wynika przede wszystkim z potrzeby dużego poboru pary wysokoprężnej do celów technologicznych przed częścią WP turbozespołu parowego (Rys. 2-42).

Druga, będąca w eksploatacji siłownia hybrydowa koncepcji wielopaliwowej [27] o ultrasuperkrytycznych parametrach wytwornicy pary (główny kocioł parowy) i z dodatkowym również nadkrytycznym kotłem na biomasę, osiąga sprawność produkcji energii elektrycznej netto około 51% z pracującymi turbinami gazowymi oraz 49% z turbinami wyłączonymi z ruchu. Zastosowane turbozespoły gazowe Rolls-Royce Industrial Trent [104] i [103] służą do podgrzewania wody zasilającej kotły oraz do pokrycia obciążeń szczytowych. Jednostki Trent charakteryzują się dużym sprężem ( $\pi = 35$ ), a przez to niską temperaturą (około 430°C) spalin odlotowych (temperatura wody zasilającej 310°C). Wyłączanie i przejście turbin gazowych do ruchu szczytowego jest uzasadnione zwiększonym zużyciem gazu ziemnego w miesiącach zimowych. Miało to również związek z przestawieniem głównego kotła (projektowanego

początkowo na spalanie węgla przy oszczędnym zużyciu gazu ziemnego) na gaz ziemny, co wymusiło końcowe rozwiązanie siłowni o najwyższej sprawności bez użycia turbin gazowych i znalazło swe odzwierciedlenie w bardzo skomplikowanym systemie rekuperacji ciepła turbozespołu parowego, składającym się z ogrzewanego spalinami turbozespołów podgrzewacza, wpleczonego w 10. stopniowy układ rekuperacyjnego podgrzewu wody zasilającej kocioł.

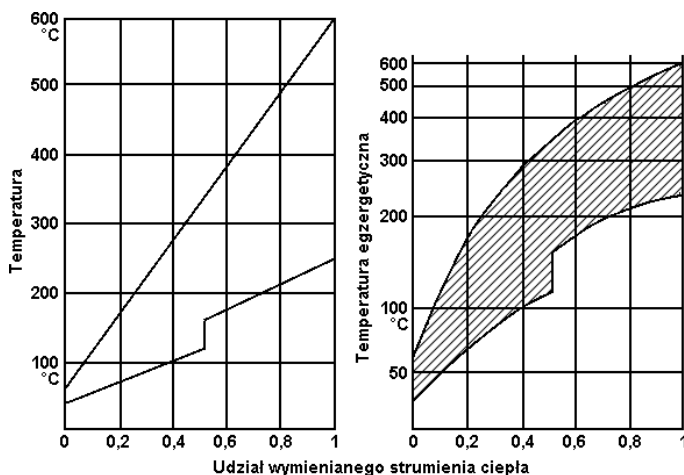


Rys. 2-43. Schemat połączeń dwóch różnych typów turbozespołów gazowych do siłowni parowej w celu „repoweringu”: a) poprzez system wodny, b) poprzez system parowo-wodny (przegrzanie wtórne pary, podgrzew wody zasilającej) wg [104]

Dla tych dwóch zasadniczo różniących się siłowni hybrydowych, spalających jednocześnie paliwa stałe i gazowe, nadają się do zastosowań właściwie dwa typy turbozespołów gazowych:

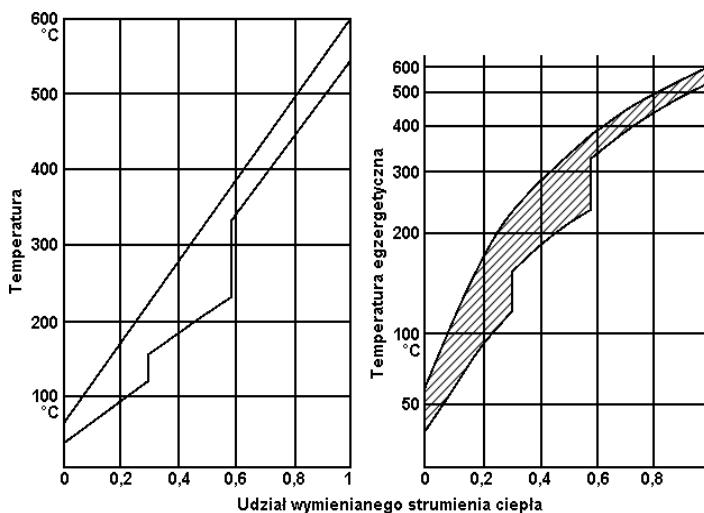
- oparte o rozwiązania z silników lotniczych turbozespoły gazowe z bardzo dużym sprężem do sprężenia z systemem rekuperacyjnego podgrzewania wody zasilającej i również do pokrycia obciążeń szczytowych (Rys. 2-43a);
- tzw. „heavy-duty” turbozespoły gazowe stosowane w kombinowanych układach gazowo-parowych, a które dzięki wysokiej temperaturze gazów odlotowych, mogą być sprzęgane z systemem paro-wodnym siłowni (przegrzanie wtórne pary i podgrzewanie wody zasilającej, Rys. 2-43b).

Wykorzystanie turbozespołu typu „heavy duty” (np. powszechnie stosowanego w układach parowo-gazowych o sprężu około 15) tylko do podgrzewania wody zasilającej kocioł wiąże się z dużymi stratami egzergii, na co zwrócił uwagę Szargut [108], wprowadzając na wykresie rozkładu temperatury gazów odlotowych turbiny gazowej i wody zasilającej kocioł (Rys. 2-44) temperaturę egzergetyczną  $\Theta = 1 - T_{ot}/T$  na osi rzędnych ( $T_{ot}$  jest temperaturą otoczenia). Pole zakreskowane pomiędzy krzywymi na Rys. 2-44b obrazuje wówczas stratę egzergii wskutek nieodwracalnej wymiany ciepła w podgrzewaczu wody zasilającej kocioł.



Rys. 2-44. Rozkład temperatury gazów wylotowych turbiny gazowej i wody zasilającej kocioł oraz temperatury egzergetycznej wg [108]

Przesunięcie przegrzewacza wtórnego z kotła do wspólnej z podgrzewaczem wody zasilającej jednostki rekuperacji ciepła odlotowego turbiny gazowej zmniejsza zasadniczo stratę egzergii w tej jednostce (Rys. 2-45b) wg [108].



Rys. 2-45. Rozkład temperatury oraz temperatury egzergetycznej gazów odlotowych, wody zasilającej kocioł i przegrzania wtórnego pary w zespole odzysku ciepła odlotowej turbiny gazowej wg [108]

Turbozespoły gazowe typu „heavy duty” posiadają znacznie szersze możliwości zastosowań przemysłowych niż zespoły przeprojektowywane z rozwiązań silników lotniczych, gdyż – poza wspomnianymi w rozdziale 2.2 sprężeniami z instalacjami przemysłowymi dla wykorzystania ciepła procesowego (np. 2.2.1 w przemyśle azotowym i 2.2.2 w rafineryjnym), oraz ciepła gazów poprocesowych (np. 2.2.3 w hutnictwie) – mogą być użyte również jako zespoły z rekuperacją ciepła spalin odlotowych z palenisk kotłowych na paliwa stałe, lub też z wtryskiem pary wodnej do komory spalania, co będzie przedmiotem rozważań w rozdziałach następnych.

### 2.5.1. Możliwości modyfikacji istniejących turbozespołów gazowych do sprężen z siłowniami parowymi dla oszczędnego użycia wysokowartościowego paliwa gazowego

Typowy proces konstrukcji oraz doskonalenia nowego turbozespołu gazowego może zająć dziesięć lat lub więcej od fazy koncepcyjnej. Dla redukcji kosztów projektowania i rozwoju, wytwórcy turbin gazowych używają też innych metod, polegających przeważnie na przeprojektowaniu wybranych turbin gazowych wysokiej sprawności do zastosowań przemysłowych. Jedną z nich jest modyfikacja silników turbinowych konstruowanych do zastosowań w lotnictwie.

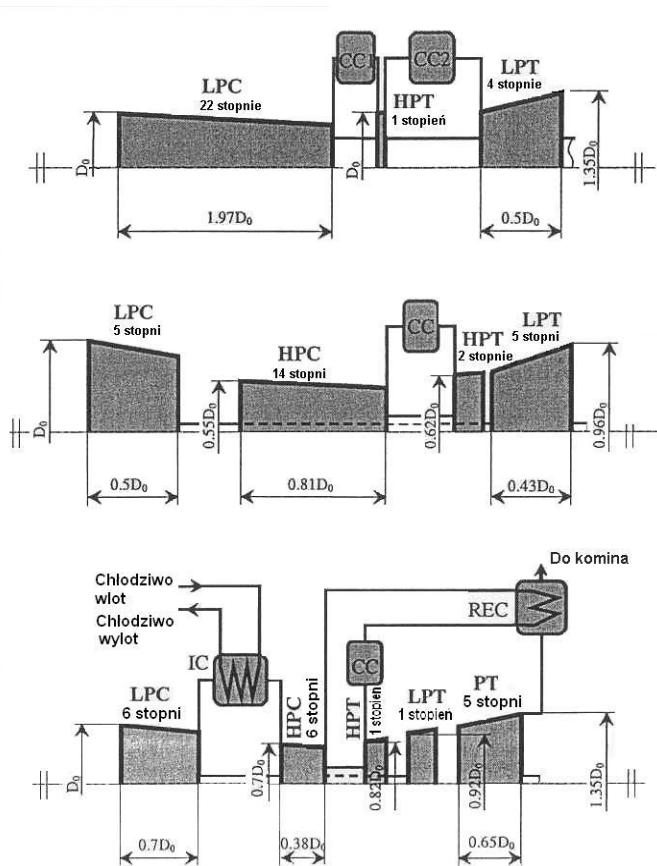
Inne bardziej interesujące działania adaptacyjne dla uzyskania wyższej sprawności przedstawiła firma ABB (obecnie ASTOM Power). Sprężarkę turbozespołu konstrukcji poddźwiękowej adaptowano z turbiny gazowej GT13E2



z wyoptymalizowaną sprawnością pierwszych 15. stopni i zmniejszoną czułością na zmiany liczby Macha i kąta natarcia, łącznie ze zwiększonym zapasem na pompaż [50].

Inną dużą modyfikacją istniejącej turbiny gazowej było wprowadzenie spalania sekwencyjnego dla uzyskania optymalnej sprawności, dużej gęstości mocy i zbliżonych temperatur przed pierwszym i drugim stopniem turbiny. Wprowadzenie na rynek tej turbiny zajęło cztery lata.

Metodologię przekonstruowywania istniejących turbozespołów gazowych na rozwiązania przemysłowe poprzez wprowadzenie: rekuperacji ciepła, chłodzenia międzystopniowego i spalania sekwencyjnego opisano w [10] na przykładzie turbozespołów: Alstom GT-24, GE LM-6000 oraz WR-21 rozwijanego wspólnie przez Westinghouse i Rolls-Royce.



Rys. 2-46. Schemat konstrukcyjny turbozespołów: a) ALSTOM GT-24, b) GE LM-6000, c) Westinghouse-Rolls-Royce WR-21 wg [10]

Tabela 2-8. Zasadnicze parametry projektowe i sprawność wybranych do adaptacji turbozespołów gazowych

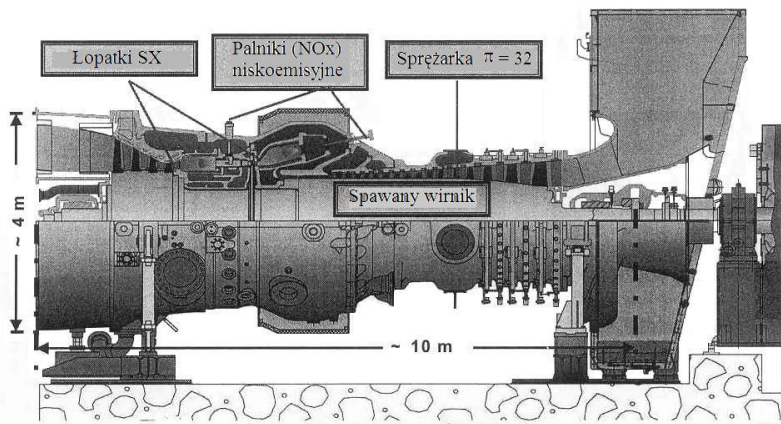
| Parametr                                   |         | GT-24                                   | LM-6000       | WR-21         |
|--------------------------------------------|---------|-----------------------------------------|---------------|---------------|
| Moc elektryczna (ISO)                      | kW      | 179000                                  | 43400         | 25252         |
| Strumień ciepła LHV                        | kJ/kWh  | 9600                                    | 8613          | 8572          |
| Sprawność całkowita                        | %       | 37,5                                    | 41,8          | 41,2          |
| Spręż całkowity                            | -       | 30,0                                    | 29,1          | 16,2          |
| Strumień masy spalin na wylocie            | kg/s    | 391                                     | 127           | 73            |
| Częstość obrotów wału mocy                 | obr/min | 3600                                    | 3600          | 3600          |
| Temp. wlotowa turbiny                      | °C      | 1260                                    | 1260          | 982           |
| Temp. wylotowa spalin                      | °C      | 630                                     | 438           | 356           |
| Typ komory spalania                        |         | Pierścieniowa ze spalaniem sekwencyjnym | Pierścieniowa | Pierścieniowa |
| Przybliżony wymiar charakterystyczny $D_0$ | mm      | 2546                                    | 2298          | 1350          |
| Liczba wałów                               |         | 1                                       | 2             | 3             |

Dla dokładnego rozeznania istniejących turbozespołów gazowych, które mogłyby się nadawać do przekształceń w zespoły z rekuperacją ciepła, chłodzeniem międzystopniowym i spalaniem sekwencyjnym, zalecane są szczegółowe rozpoznania z wykorzystaniem wszystkich możliwych źródeł (internet, czasopisma i raporty techniczne, publikacje w periodykach, publikacje wytwórców, itp.). Kryteria wyboru istniejącego turbozespołu do adaptacji winny zawierać – poza najważniejszymi parametrami (spręż całkowity, temperatura wlotowa turbiny, moc efektywna, strumień masy i temperatura spalin odlotowych) – również inne ważne informacje odnośnie zastosowanych technologii chłodzenia i zabezpieczeń temperaturowych gorących elementów turbiny, aerodynamicznych rozwiązań układów łopatkowych sprężarki i turbiny, a nawet informacje o występujących i przewyższonych trudnościach w okresie uruchamiania i wprowadzania do eksploatacji upatrzonego do adaptacji turbozespołu (nieocenione źródła informacji odnośnie tych ostatnich zawiera publikacja wewnętrzna [110]).

Rys. 2-46 i Tabela 2-8 przedstawiają schematy i dane charakterystyczne turbozespołów gazowych wybranych w [10] do adaptacji w szerokim zakresie parametrów pracy (moc od 25 MW do 179 MW, spręż całkowity od 16 do 30, temperatura wlotowa do turbiny od 980°C do 1260°C).

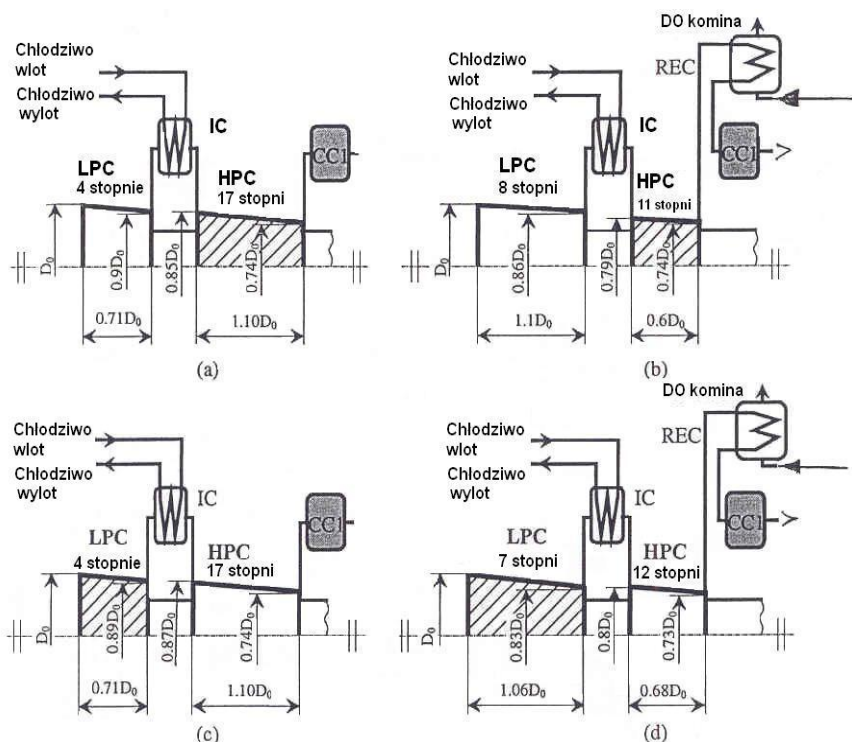
Z wybranych do adaptacji i przedstawionych na Rys. 2-46 turbozespołów gazowych na szczególną uwagę zasługuje turbozespół Alstom GT-24 dla zastosowań przemysłowych w kombinowanych układach parowo-gazowych z rekuperacją ciepła procesowego oraz jego bliźniacza wersja GT-26 z generatorem 50 Hz (Rys. 2-47 wg

[32]). Duży spręż całkowity ( $\pi_c = 32$ ) jest – jak dotąd – nadal wyjątkowy wśród turbozespołów jednowałowych.



Rys. 2-47. Szczegóły konstrukcyjne GT-24/GT-26 wg [32]

Wyniki obliczeń cieplno-przepływowych według opisanej w [10] metody adaptacji zestawiono w Tabeli 2-8 dla rozważanych wersji tego turbozespołu (Rys. 2-48). Turbozespół GT-24, jako jedyny wśród wybranych do adaptacji, jest już wyposażony w istniejącym rozwiązaniu w dwie szeregowo usytuowane komory spalania (obieg RH), dlatego też wprowadzone we wszystkich jego czterech wersjach (Rys. 2-48) zmiany konstrukcyjne koncentrowały się tylko na sprężarce zespołu. Szczególnie duży spręż turbozespołu GT-24, w porównaniu z innymi zespołami przeznaczonymi do adaptacji pozwala – po wprowadzeniu chłodzenia międzysekcyjnego sprężarki – na wykorzystanie wielu możliwości sprężen zarówno z siłowniami opalnymi węglem, jak i różnymi instalacjami przemysłowymi. Z czterech podanych rozwiązań adaptacyjnych tego zespołu (Tabela 2-10), różniących się mocą i sprawnością produkcji energii elektrycznej, dwie z nich dotyczą wyraźnie zastosowań do podgrzewania wody zasilającej kocioł (przypadki 2A i 2B), na co wskazuje temperatura spalin odlotowych za rekuperatorem (396°C przy małej, równej 39010 m<sup>2</sup> powierzchni wymiany ciepła i 380°C przy odpowiednio dużej, bo aż 50286 m<sup>2</sup>).



Rys. 2-48. Schemat konstrukcyjny zmodyfikowanych sprężarek turbosespołu GT-24; a) i c) przeprojektowana część NP (przyp. 1A i 2A); b) i d) przeprojektowana część WP (przyp. 1B i 2B); b) i d) wersja z rekuperacją

Chcąc się przekonać o potencjalnych możliwościach wykorzystania turbosespołów gazowych typu „heavy-duty” (takim zespołem jest GT-24), wyposażonych w chłodzenie międzystopniowe sprężarki, spalanie sekwencyjne i rekuperację ciepła odlotowego turbiny w sprzężeniu do podgrzewania wody zasilającej kotły większych siłowni opalanych węglem, przeprowadzono obliczenia sprawdzające połączenia adaptowanego turbosespołu GT-24 (wersja 2A i 2B) ze znaną, pierwszą siłownią hybrydową Map Ta Phut, wyposażoną w dwie turbiny gazowe General Electric GE Frame 6B (pełny zestaw danych tej siłowni łącznie ze szczegółowym rozkładem temperatur i entalpii spalin w całym dwusekcyjnym podgrzewaczu wody zasilającej kocioł i wtórnym przegrzewaczu pary w [42]).

Tabela 2-9. Zestawienie obliczonych sprawności zmodyfikowanych wersji turbozespołu GT-24 (z chłodzeniem międzystopniowym i rekuperacją)

| Rozpatrywany przypadek    | $P_{el}$<br>[MW] | $\eta_{el}$<br>[%] | $T_{wyl}$<br>[°C] | $\dot{m}_{wyl}$<br>[kg/s] | $\pi_{TGT}$ | $\pi_{LPC}$ | $\pi_{HPT}$ | $A_{IC}$<br>[m <sup>2</sup> ] | $\dot{m}_{H_2O}^*$<br>(kg/s)°C<br>/MW | $A_{REC}$<br>[m <sup>2</sup> ] |
|---------------------------|------------------|--------------------|-------------------|---------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------|
| GT-24 obieg RH            | 179              | 37,5               | 630               | 391                       | 30,0        | ...         | 2,0         | ...                           | ...                                   | ...                            |
| GT-24 obieg ICRH (1A)     | 194              | 37,2               | 618               | 395                       | 29,7        | 2,50        | 1,97        | 11880                         | 29,00                                 | ...                            |
| GT-24 obieg REC ICRH (2A) | 186,4            | 43,1               | 396               | 381                       | 28,6        | 4,90        | 1,94        | 16866                         | 65,81                                 | 39010                          |
| GT-24 obieg ICRH (1B)     | 200,5            | 38,2               | 619               | 392                       | 29,4        | 2,54        | 1,96        | 11969                         | 28,28                                 | ...                            |
| GT-24 obieg REC ICRH (2B) | 216,7            | 47,4               | 380               | 391                       | 31,0        | 4,48        | 2,03        | 16658                         | 53,24                                 | 50286                          |

Tabela 2-10. Wyniki obliczeń siłowni hybrydowej typu Map Ta Phut z adaptowanym turbozespołem gazowym GT-24 (przypadki 2A, 2B i 2B\*)

| Siłownia hybrydowa Map Ta Phut z turbozespołem gazowym typu: |      | GE<br>Frame 6B | GT-24  |        |        |
|--------------------------------------------------------------|------|----------------|--------|--------|--------|
|                                                              |      |                | 2A     | 2B     | 2B*    |
| Moc turbiny parowej                                          | MW   | 171,1          | 249,95 | 233,3  | 198,9  |
| Moc turbiny gazowej                                          | MW   | 74,2           | 186,40 | 216,7  | 216,7  |
| Moc efektywna siłowni                                        | MW   | 245,3          | 436,35 | 450,0  | 415,6  |
| Strumień ciepła w parze świeżej                              | MJ/s | 276,8          | 404,3  | 377,31 | 311,36 |
| Strumień ciepła w parze wtórnej                              | MJ/s | 48,8           | 71,25  | 66,50  | 56,70  |
| Strumień ciepła w parze do turbiny                           | MJ/s | 325,6          | 475,55 | 443,81 | 368,06 |
| Efektywna sprawność termiczna                                | %    | 47,35          | 48,05  | 49,94  | 50,36  |
| Moc urządzeń pomocniczych                                    | MW   | 12,6           | 18,41  | 17,2   | 14,65  |
| Zużycie paliwa stałego                                       | MJ/s | 299,7          | 514,89 | 480,5  | 398,55 |
| Zużycie paliwa gazowego                                      | MJ/s | 241,2          | 432,5  | 457,2  | 457,2  |
| Ogólna sprawność termiczna netto                             | %    | 43,02          | 44,1   | 46,1   | 46,85  |
| Udział paliwa gazowego w paliwie                             | %    | 44,6           | 45,8   | 48,8   | 53,43  |

Jak wynika z zestawionych w Tabeli 2-10 rezultatów obliczeń (kolumny 2 i 3), zastąpienie dwóch turbozespołów gazowych GE Frame 6B jednym, dużej mocy zespołem GT-24 pozwalałoby na znaczne zwiększenie mocy turbiny parowej siłowni ze 171,1 MW do aż 249,9 MW w przypadku 2A oraz zwiększenie mocy siłowni do 436 MW (w tym moc dołączonej turbiny gazowej GT-24 – 186,4 MW) przy wzroście efektywnej sprawności termicznej z 47,3% do 48%, a ogólnej sprawności termicznej netto do 44,1%.

W obliczeniach zakładano identyczne parametry pary świeżej i wtórnie przegrzanej oraz temperaturę wody zasilającej kocioł, który teraz – w odróżnieniu od konstrukcji oryginalnej – jest wyposażony w przegrzewacz wtórny pary (sprawność kotła  $\eta_B$  pozostawiono również bez zmian).

Tak duża moc „zaadaptowanej” z turbozespołem gazowym GT-24 siłowni wynika przede wszystkim z dużego strumienia masy spalin odlotowych (381 kg/s,

przypadek 2B) w porównaniu z dwiema jednostkami GE Frame 6B, wytwarzającymi tylko 262,8 kg/s spalin odlotowych.

Wprowadzenie natomiast turbozespołu GT-24 przypadek 2B o innym rozwiązaniu chłodzenia sprężarki (większy spręż w części NP a mniejszej w sekcji WP, przy tym samym jednostkowym zużyciu wody chłodzącej) daje znacznie większy przyrost sprawności efektywnej siłowni oraz mocy efektywnej ( $\eta_{the} = 49,94\%$  i  $P_{emax} = 450$  MW).

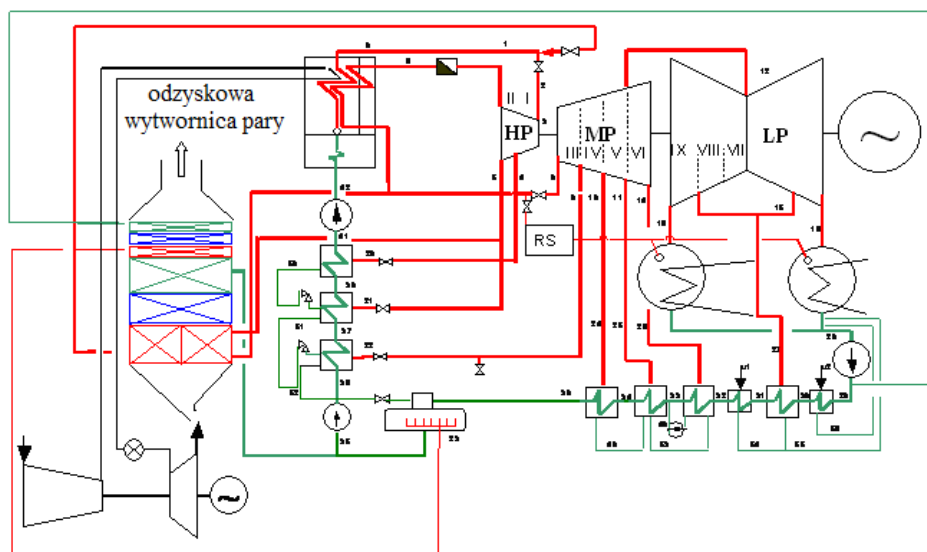
Bardzo duża różnica temperatury spalin odlotowych turbiny i wody zasilającej na wyjściu z podgrzewacza ( $396^{\circ}\text{C}$  i  $264,9^{\circ}\text{C}$ ) w wersji z GT-24 przypadek 2A, jak i w wersji z GT-24 przypadek 2B (wynosząca odpowiednio  $380^{\circ}\text{C}$  i  $264,9^{\circ}\text{C}$ ), sugerująca znaczne straty egzergii w podgrzewaczu, spowodowała podniesienie temperatury wody zasilającej kocioł o około  $15^{\circ}\text{C}$ , czyli do  $280^{\circ}\text{C}$  i przeliczenie tego wariantu, oznaczonego w Tabeli 2-10 symbolem „2B\*”. Wariant ten przyniósł tylko nieznaczny przyrost sprawności (około 0,4% w porównaniu z przypadkiem „2B”), przy znacznym obniżeniu mocy siłowni (najmniejsza moc ze wszystkich trzech porównywanych wariantów) oraz przy bardzo niekorzystnym wzroście udziału paliwa gazowego w spalonym w siłowni paliwie.

Poprzez analogię do sposobów wykorzystywania ciepła procesowego (np. [14]) można turbozespół gazowy typu „heavy duty” dostosować do podgrzewania gazami spalinowymi z palenisk kotłów również sprężonego powietrza przed komorą spalania turbozespołu, uzyskując znaczące zmniejszenie zużycia paliwa gazowego, a ciepło odlotowe turbiny zużytkować w obiegu parowo-wodnym siłowni, a nawet w kombinowanym gazowo-parowym systemie energetycznym (np. [15], [17] [77]) dla znaczącego zwiększenia mocy i polepszenia sprawności tak powstałego dwupaliwowego bloku hybrydowego.

Schemat takiego połączenia turbozespołu gazowego z blokiem parowym 225 MW opalonym węglem przedstawia Rys. 2-49.

Znaczny postęp w wykorzystaniu paliw węglowych w kombinowanym procesie gazowo-parowym wnosi technologia ciśnieniowego spalania fluidalnego PFBC (np. [35], [69]). Wskutek jednak niskich temperatur na wlocie do turbiny gazowej, wynikających z optymalnego wiązania siarki w złożu fluidalnym ( $840\div 870^{\circ}\text{C}$ ), sprawność klasycznych siłowni PFBC nie przekracza wartości  $40\div 42\%$  zbliżonych do sprawności kombinowanych systemów gazowo-parowych ze zgazowaniem węgla (IGCC).

Propozycje dalszego usprawnienia technologii PFBC wiążą się z integracją z innymi procesami (np. tzw. hybrydowy proces PFBC) dla uzyskania sprawności dochodzących 50% (np. proces z powiększonym nadmiarem powietrza dla utrzymania temperatury przed turbiną na poziomie  $1100\div 1150^{\circ}\text{C}$ , [31] i [70]).

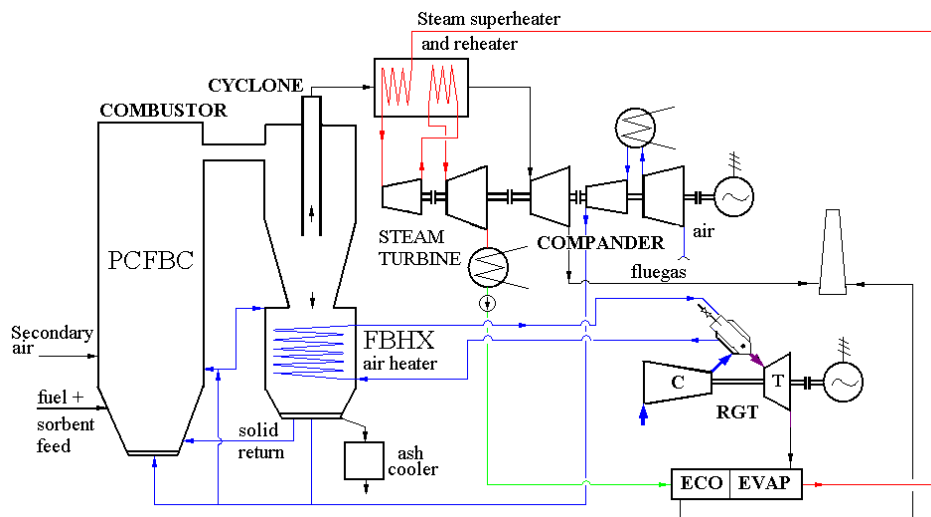


Rys. 2-49. Schemat cieplny siłowni parowej 225 MW w sprzężeniu z turbozespołem spalinowym do podgrzewania wody zasilającej kocioł

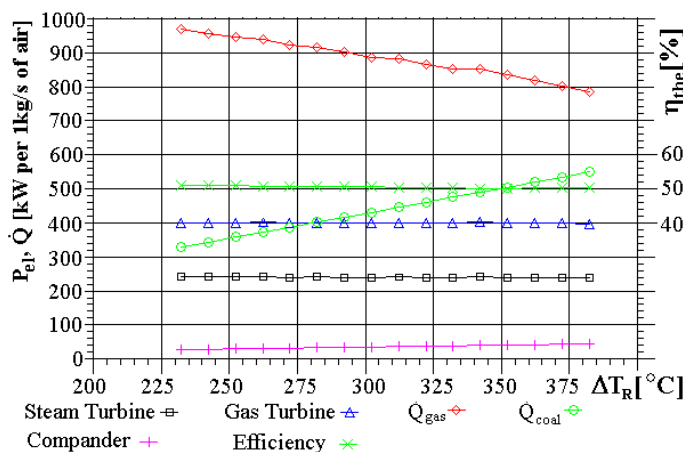
Znaczące korzyści zarówno pod względem sprawności produkcji energii elektrycznej, zmniejszenia emisji  $\text{CO}_2$ , jak i redukcji nakładów inwestycyjnych daje sprzężenie siłowni z naładowanym kotłem fluidalnym z kombinowanym systemem gazowo-parowym, w którym turbozespół gazowy jest przystosowany do wykorzystania ciepła z zewnętrznego źródła, jakim jest ciśnieniowe palenisko fluidalne, do podgrzewania sprężonego powietrza przed komorą spalania celem zmniejszenia zużycia wysokowartościowego paliwa przez turbozespół gazowy – Rys. 2-50 (np. [20] i [21]). Duże gęstości strumienia ciepła wytwarzanego w naładowanym palenisku fluidalnym przy dużej gęstości strumienia masy przejmującego ciepło powietrza sprężonego dają wyraźnie mniejszą powierzchnię wymiany ciepła i radykalną redukcję gabarytów podgrzewacza rekuperacyjnego w porównaniu z konwencjonalnymi urządzeniami kotłowymi o paleniskach atmosferycznych.

Przeprowadzone w [21] obliczenia porównawcze konwencjonalnej siłowni PFBC oraz proponowanej siłowni hybrydowej, składającej się z bloku PFBC i kombinowanego bloku gazowo-parowego z rekuperacyjnym turbozespołem gazowym, wykazały, że wskutek nadbudowy (w sensie termodynamicznym) turbozespołem gazowym bloku PFBC uzyskuje się polepszenie sprawności produkcji energii elektrycznej o 10 punktów procentowych (Rys. 2-51) i dwukrotne zmniejszenie emisji  $\text{CO}_2$  w porównaniu z układem konwencjonalnym (Rys. 2-52). Wskazano również na możliwość dalszej poprawy efektywności tego nowego systemu energetycznego poprzez obniżenie temperatury spalin przed turbiną komandera, co umożliwi zastosowanie superkrytycznych parametrów pary dla turbiny parowej przy odpowiednim sprzęgnięciu naładowanego kotła fluidalnego z odzyskową wytwornicą pary,

a jednocześnie wpłynie korzystnie na przedłużenie żywotności układu łopatkowego turbiny ekspansyjnej (niższe temperatury łopatek i czystsze spaliny wskutek lepszego odpylania przy niższych temperaturach).

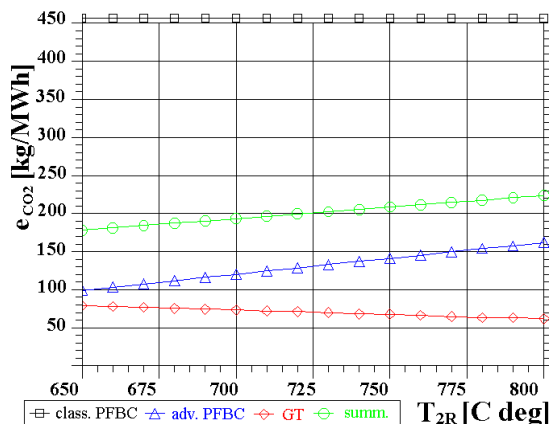


Rys. 2-50. Schemat cieplny siłowni PCFBC sprzężonej z rekuperacyjną turbiną gazową RGT – turbina gazowa z rekuperacją, ECO – ekonomizer, EVAP – odparowywacz, PCFBC – naładowany cyrkulacyjny kocioł fluidalny, FBHX – podgrzewacz powietrza w kotle fluidalnym



Rys. 2-51. Moc elektryczna uzyskiwana w turbinie gazowej, turbinie parowej i kompanderze, strumienie energii chemicznej doprowadzanej z paliwem węglowym i gazowym oraz sprawność termiczna układu siłowni PCFBC sprzężonej z rekuperacyjną turbiną gazową. Wszystkie wielkości odniesiono do 1 kg/s powietrza zasysanego przez sprężarkę turbozespołu. Temp. wylotowa sprężarki 418°C

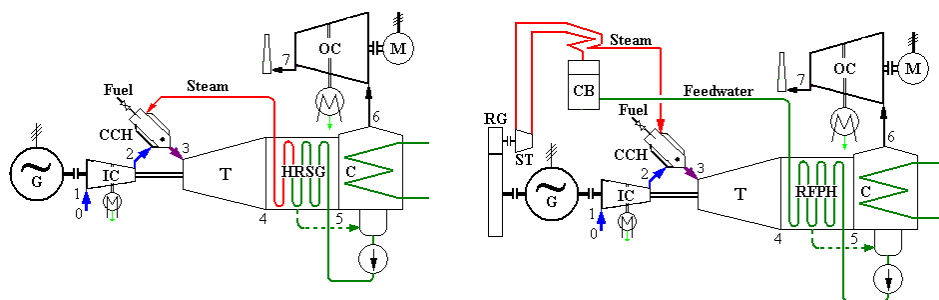




Rys. 2-52. Względna emisja CO<sub>2</sub> układu siłowni PCFBC sprzężonej z rekuperacyjną turbiną gazową. Wszystkie wielkości odniesiono do 1 kg/s powietrza zasysanego przez sprężarkę turbozespołu. Temp. wylotowa sprężarki 418°C

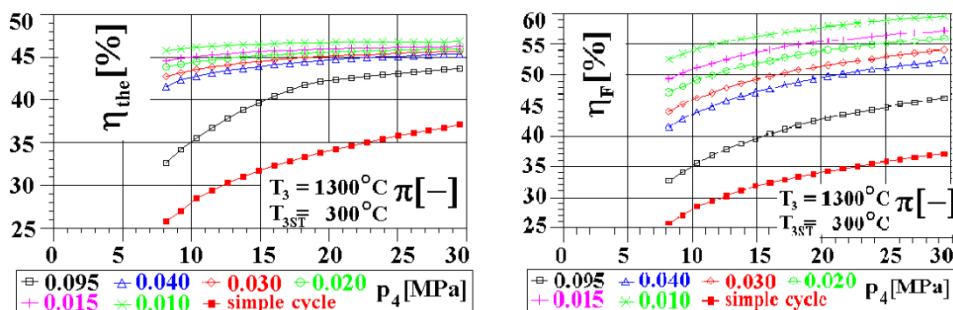
### 2.5.2. Turbozespoły gazowe z wtryskiem pary wodnej do komory spalania – propozycja autora pracy

Do wielopaliwowych (hybrydowych) siłowni można zaliczyć również scalony z siłownią parową, opalaną węglem (lub innym rodzajem paliw stałych i gazów odpadowych), turbinowy silnik paro-gazowy, spalający metan lub inne czyste paliwo płynne. Na rozwiązanie to, pomysłu R. Chodkiewicza (autorami patentu są R. Chodkiewicz i J. Porochnicki), patent nr P-324594 uzyskała Politechnika Łódzka. Silnik ten został przedstawiony po raz pierwszy w szerszym gremium (The International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, New Orleans, 2001) przez autorów [22] w dwóch wersjach: jako jednostka autonomiczna i w scaleniu z siłownią parową opalaną paliwem węglowym (Rys. 2-53).



Rys. 2-53. Siłownia z kondensacyjną turbiną parogazową i z odzyskową wytwornicą pary oraz sprzężona z kotłem węglowym i czołową turbiną parową wg [22]

W wersji autonomicznej jest to turbinowy system energetyczny z wewnętrznym spalaniem, przy czym mieszanina pary wodnej i gazów spalinowych stanowi medium robocze. Ciepło jest doprowadzane do systemu poprzez spalanie paliwa gazowego w komorze spalania łącznie z wytworzoną rekuperacyjnie parą wodną pełniącą rolę inerty. Odmiennie niż w znanym systemie STIG (np. klasyczny proces Chenga), ekspansja parogazu w turbinie jest głębsza, nawet znacznie poniżej ciśnienia atmosferycznego, a parogaz jest schładzany po ekspansji początkowo w rekuperacyjnym wymienniku ciepła, stanowiącym odzyskową wytwornicę pary, a w końcu w pseudo-skraplaczu, gdzie następuje wydzielenie znacznej części wody, a wilgotne wychłodzone gazy spalinowe ( $\text{CO}_2 + \text{N}_2 + \text{resztki O}_2$ ) są sprężane w specjalnej ssawo-sprężarce do ciśnienia atmosferycznego i wydalone na zewnątrz. Strumień masy sprężonego i ochłodzonego gazu spalinowego jest mniejszy od pracującego w turbinie gorącego medium, przeto moc sprężarki gazów odlotowych jest znacznie niższa niż moc części niskoprężnej turbiny parogazowej przy tym samym sprężu, szczególnie gdy sprężarka gazów odlotowych jest chłodzona. Daje to dodatkową moc dla systemu i pozwala usunąć resztki wilgoci z gazów odlotowych.

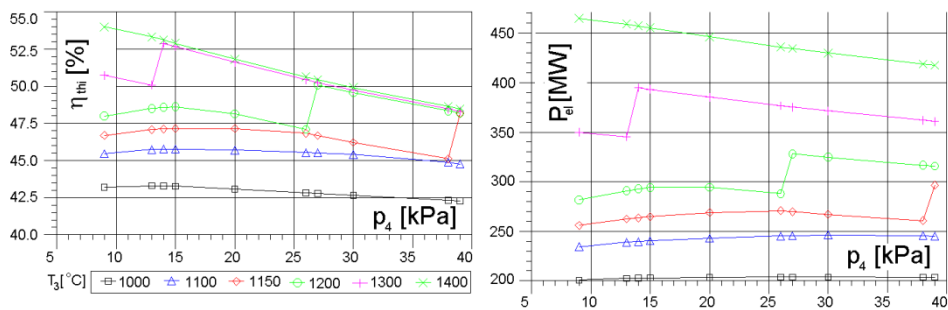


Rys. 2-54. Ogólna sprawność termiczna oraz sprawność paliwowa siłowni parogazowej dla różnych wartości ciśnień za turbiną wg [22]

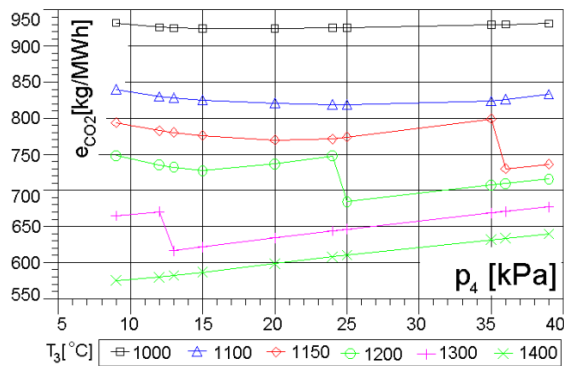
W wersji autonomicznej ogólna sprawność systemu nie przekracza 47% dla temperatury przed turbiną  $1300^\circ\text{C}$  i wtryskiwanej pary  $300^\circ\text{C}$  (Rys. 2-54), przy silniejszej zależności od sprężu sprężarki powietrznej i słabszej od ciśnienia wylotowego z turbiny. Porównanie sprawności turbinowego silnika paro-gazowego z procesem Chenga wypada na korzyść silnika parogazowego i wynosi 7 punktów procentowych, przy tym samym sprężu 16 i ciśnieniu 0,1 bar na wylocie turbiny silnika parogazowego.

Ulepszona wersja dwupaliwowego systemu energetycznego (omówionego w [24]) z wtryskiem pary do turbiny gazowej i obniżonym ciśnieniem na wylocie turbiny przedstawiona została w [25]. W obiegu parowym wykorzystano kocioł z cyrkulacyjnym złożem fluidalnym spalający węgiel kamienny o znacznej zawartości siarki (węgiel z KWK „Siersza” o LHV = 16.7 MJ/kg i zaw. siarki S = 2.4% do max. 3.0%), przy sprawności 91.55% i parametrach pary przed turbiną 160 bar/ $560^\circ\text{C}$

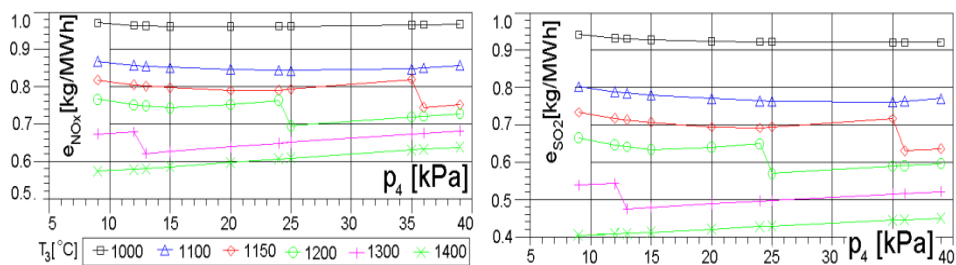
(założono możliwość przegrzania wtórnego pary do 600°C). Obliczenia termodynamiczne tego systemu przy założonej temperaturze przed turbiną parogazową 1375°C oraz wtryskiwanej pary 600°C wykazały maksymalną termiczną sprawność efektywną 54,2% (jednostkowe zużycie ciepła 6642 kJ/kWh – Rys. 2-55) przy stosunku strumienia masy pary wtryskiwanej i pary świeżej 85% i ciśnieniu za turbiną 0.035 bar. Proponowany system energetyczny wyróżnia się dużą mocą jednostkową 3011 kJ/kg powietrza, co umożliwia uzyskanie 393.5 MW mocy elektrycznej i 52% sprawności produkcji energii elektrycznej netto, co daje 10 punktów procentowych polepszenia sprawności w porównaniu z najsprawniejszymi blokami energetycznymi w Polsce [115] o sprawności 42% netto. Korzystne są też wskaźniki emisji, szczególnie dwutlenku węgla i wynoszą 612 kg CO<sub>2</sub>/MWh (Rys. 2-56) oraz odpowiednio dla SO<sub>2</sub> i NO<sub>x</sub> – 0.485 i 0.422 kg/MWh (Rys. 2-57), w porównaniu z wyjściowym blokiem konwencjonalnym o emisji 780 kg CO<sub>2</sub>/MWh, co redukuje CO<sub>2</sub> o 22%. Wskaźniki te uzyskano jednak przy znacznym udziale gazu ziemnego w tej „mieszanie paliw”, bo wynoszącym 50%.



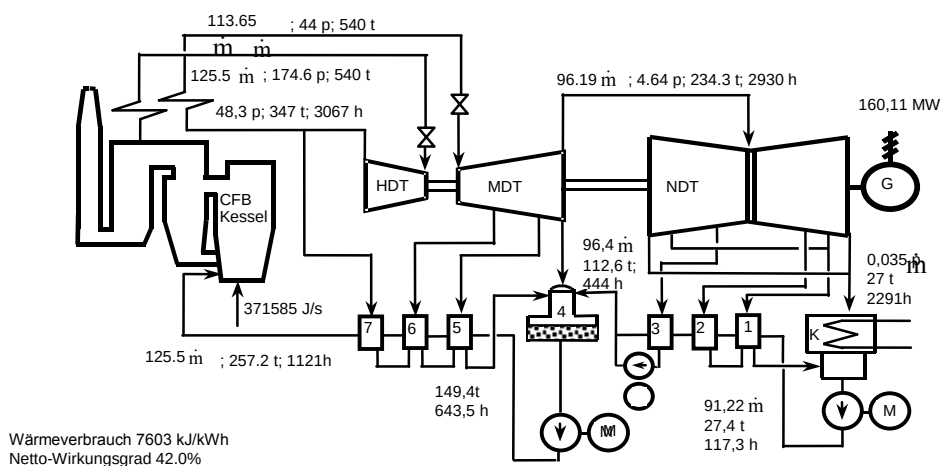
Rys. 2-55. Ogólna sprawność termiczna oraz moc elektryczna netto siłowni parogazowej dla różnych wartości temperatur przed turbiną wg [25]



Rys. 2-56. Względna emisja CO<sub>2</sub> siłowni parogazowej dla różnych wartości temperatur przed turbiną wg [25]



Rys. 2-57. Względne emisje  $\text{NO}_x$  i  $\text{SO}_2$  siłowni parogazowej dla różnych wartości temperatur przed turbiną wg [25]



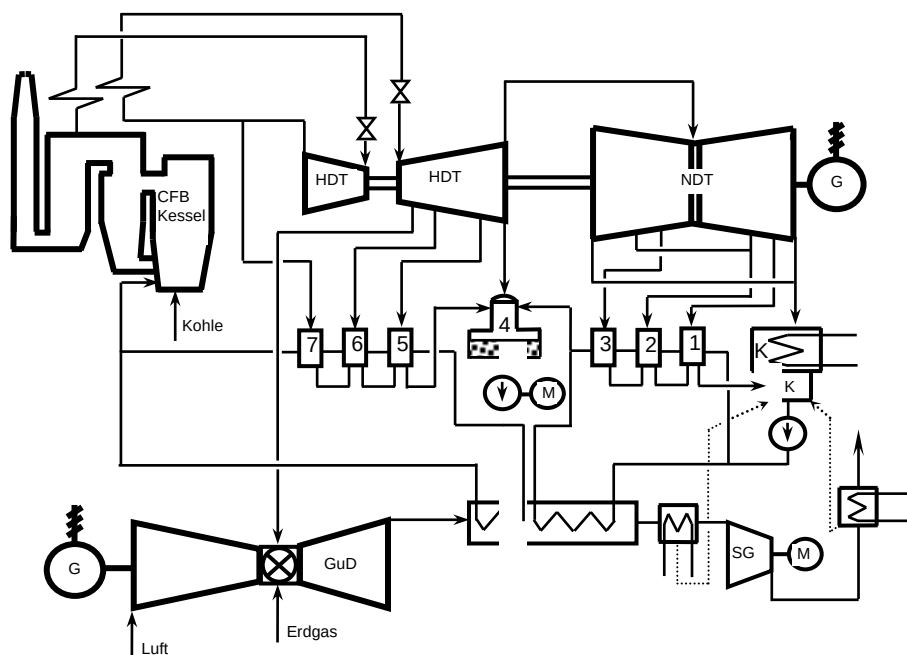
|                                                                                     |       | Dampfeintritt |        |       |                       |       |        |        |       |       |       | Dampfaustritt |       |       |
|-------------------------------------------------------------------------------------|-------|---------------|--------|-------|-----------------------|-------|--------|--------|-------|-------|-------|---------------|-------|-------|
|                                                                                     |       | Teilturbine   |        |       | Speisewasservorwärmer |       |        |        |       |       |       | Teilturbine   |       |       |
|                                                                                     |       | HD            | MD     | ND    | 7                     | 6     | 5      | 4      | 3     | 2     | 1     | HD            | MD    | ND    |
|  | kg/s  | 125,55        | 115,21 | 96,43 | 10,34                 | 9,65  | 4,785  | 4,346  | 5,212 | 4,397 | 4,777 | 125,55        | 96,43 | 82,04 |
| p                                                                                   | bar   | 174,6         | 44,0   | 4,64  | 46,9                  | 23,13 | 10,0   | 4,27   | 1,656 | 0,554 | 0,196 | 48,6          | 4,64  | 0,035 |
| t                                                                                   | °C    | 540           | 540    | 234,3 | 346,7                 | 331,5 | 331,2  | 233,7  | 138,9 | 83,9  | 59,7  | 347,1         | 234,3 | 26,9  |
| h                                                                                   | kJ/kg | 3394          | 3532   | 2930  | 3067,6                | 3349  | 3118,7 | 2929,8 | 2749  | 2578  | 2450  | 3068          | 2930  | 2291  |

Rys. 2-58. Schematyczne przedstawienie wybranej do analizy konwencjonalnej siłowni opalanej węglem włącznie z parametrami procesowymi

Dwupaliwowy system energetyczny (Rys. 2-59) składa się z bloku parowego o parametrach pary świeżej 175 bar/540°C i wtórnie przegrzanej 44 bar/540°C, z siedmiostopniowym systemem rekuperacyjnego podgrzewu wody zasilającej ( $t_{wz} = 257^\circ\text{C}$  – Rys. 2-58) o efektywnej sprawności termicznej 47,3% oraz

z turbosespołu gazowego, pochodnego od silników lotniczych (Rolls Royce Trent jak w [24]) o sprężu 35, wirtualnie adaptowanego do wtrysku pary (maksymalny wtrysk 40% w odniesieniu do strumienia masy powietrza na wlocie sprężarki) i do obniżania ciśnienia wylotowego za turbiną mocy użytecznej. Był on przedmiotem obliczeń i analizy termodynamicznej w [73].

Wyniki obliczeń wykazały maksymalną wartość efektywnej sprawności termicznej 42% przy jednostkowym wtrysku pary 0.4, ale znacznie mniejszym niż w [67] udziale paliwa gazowego w „mieszaniu paliw”, bo wynoszącym tylko 38%. Mniejszą o 2 punkty procentowe sprawność termiczną tego systemu można tłumaczyć mniejszym sprężem turbosespołu Trent od wymaganego przez ciśnienie przegrzania wtórnego pary, przez co parę do wtrysku pobierano z dodatkowego upustu z części średnioprężnej turbosespołu parowego (przed upustem zasilającym podgrzewacz nr 6 – Rys. 2-58).



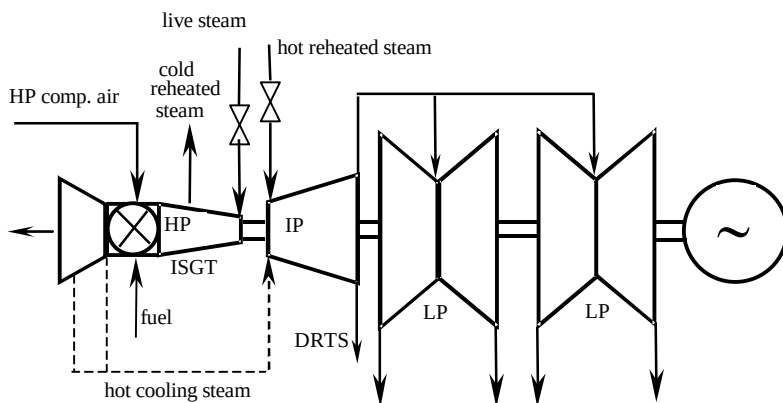
Rys. 2-59. Schemat ciepłowni dwupaliwowej z turbiną parogazową z obniżonym ciśnieniem wylotowym wg [73]

W ostatniej pracy [91] wybrano EC Łagiszę (np. [85]) jako siłownię referencyjną do sprzężenia z turbinowym silnikiem parogazowym. Znajduje to uzasadnienie w wielu zaletach cyrkulacyjnego kotła fluidalnego (CFB) o nadkrytycznych parametrach pary (275 bar/580°C na wlocie do turbiny) zastosowanego w tej elektrociepłowni. Główną zaletą technologii CFB jest zdolność spalania wszelkiego rodzaju węgla, zarówno bitumicznych jak

i półbitumicznych, węgla brunatnych i mułów węglowych oraz nietypowych paliw (kora drzewna, drewno, kości zwierzęce, odpady papierowe, itp.). Spalanie odbywa się w ośrodku złoża fluidalnego, zawierającego niską koncentrację części palnych (~2%) przy temperaturze około 850÷900°C dla optymalnego wiązania siarki. Niska temperatura spalania przy stopniowym doprowadzeniu powietrza skutkuje znacznie mniejszym poziomem tlenków azotu NO<sub>x</sub> niż w konwencjonalnych kotłach z paleniskiem na pył węglowy, a przerwanie dopływu paliwa nie stwarza niebezpieczeństwa, jak to się zdarza w kotłach na pył węglowy. Paliwem głównym dla kotła CFB siłowni Łagisza jest węgiel bitumiczny, a paliwem dodatkowym muł węglowy (7÷17 MJ/kg, 27÷45% wilgoci) i biomasa przy maksymalnym udziale kalorycznym odpowiednio 30% i 10%. Znaczne ciśnienie pary w przegrzewaczu wtórnym (53 bar/310.5°C na wlocie), leżące daleko poza stosowanym sprężem w procesach gazoturbinowych współczesnych siłowni kombinowanych (15÷17 bar) w większości rozwiązań i 32 bar w turbozespołach ze spalaniem sekwencyjnym [32] oraz 30÷42 bar w silnikach lotniczych, zmuszają do wprowadzenia nowych rozwiązań turbozespołów gazowych na bardzo duży spręż. Jednym z możliwych rozwiązań jest oddzielenie sprężarki powietrznej od zespołu gazoturbinowego, konieczne dla wtrysku pary wtórnie przegrzanej łącznie ze sprężonym powietrzem i paliwem do komory spalania zespolonej – w tym rozwiązaniu – z turbiną parogazową. W tym celu sprężarka, ze względu na sprawność i pobór mocy, powinna być przynajmniej dwukadłubowa, o dwóch różnych częstościach obrotów dla zapewnienia minimum doskonałości przepływowej oraz wielosekcyjna z chłodzeniem międzystopniowym dla możliwie wysokiej sprawności izotermicznej.

W obliczeniach termodynamicznych pracy [91] przyjęto dwukadłubową konstrukcję zespołu sprężającego dla systemu wielopaliwowego z parogazowym zespołem turbinowym o sprężu w części NP rzędu  $\pi_{NP} = 10\div15$  z trzema lub czterema chłodnicami międzystopniowymi o sprawności izotermicznej 74÷76%, dającej znacznie mniejszy pobór mocy niż sprężarka adiabatyczna i niską temperaturę sprężonego powietrza. Natomiast kadłub wysokoprężny (o znacznie wyższej częstości obrotów) nie jest chłodzony i występuje tu jako tzw. „booster” o sprężu  $\pi_{WP} = 3,5\div5$ , co daje sumaryczny spręż zespołu około  $\pi_C \approx 50$ .

W takim układzie zespołu sprężarkowego zaproponowano napęd turbiną parową części NP i WP z tym, że pomiędzy kadłubami NP i WP będzie przekładnia zębata przyspieszająca (Rys. 2-60).



Rys. 2-60. Jednowałowa turbina parogazowa zintegrowana z turbozespołem parowym. DRTS- napędowa turbina parowa

Korzyści, wynikające z oddzielenia sprężarki powietrznej od głównego turbozespołu, dają się streścić następująco:

- scalenie części wysokoprężnej i wysokotemperaturowej turbozespołu parowego (np. wlot 275 bar/560°C, wylot 53 bar/313°C) bezpośrednio z komorą spalania ekspandera parogazowego, zapewnia rekuperacyjne chłodzenie parowe parą wylotową, która po odbiorze ciepła od wysokotemperaturowych elementów ekspandera może być wykorzystana zarówno w części SP turbozespołu parowego (np. chłodzenie konwekcyjne statora) razem z parą wtórnie przegrzaną, jak i domieszana w systemie chłodzenia transpiracyjnego do parogazu rozprężanego w ekspanderze;
- zblokowanie wszystkich wysokotemperaturowych elementów w centralnej części turbozespołu parogazowego wpływa korzystnie na dylatacje cieplne (wydłużenia w obu kierunkach od wysokotemperaturowego centrum);
- oddzielona od turbozespołu parogazowego sprężarka daje prawie nieograniczone możliwości sprzężeń z procesami przemysłowymi przede wszystkim poprzez część NP sprężarki (np. zasilanie tlenowni dla zgazowywania paliw węglowych, produkcji gazów palnych o różnej kaloryczności, gazów syntezowych, wodoru, itp.), a również podgrzania powietrza sprężonego w części WP ciepłem procesowym lub odpadowym instalacji przemysłowych przed komorą spalania ekspandera (rekuperacja zewnętrznym źródłem ciepła).

Obliczenia systemu prowadzono przy założeniu ciśnienia atmosferycznego na wylocie z turbiny ( $p_4 = 1.01$  bar) i stałego strumienia masy pary świeżej z kotła węglowego  $\dot{m}_p = 359,8$  kg/s, co odpowiada mocy cieplnej 460 MW

parowego bloku referencyjnego (EC Łagisza [85]). Strumień masy wtryskiwanej do komory spalania wtórnie przegrzanej pary ( $T_{pWP} = 580^{\circ}\text{C}$ ) był zależny od przyjętej za zmienną niezależną temperatury przed turbiną, zmienianej sukcesywnie od  $900^{\circ}\text{C}$  do  $1300^{\circ}\text{C}$ . Tak więc w obliczeniach występują: stały strumień masy i temperatura wody zasilającej kocioł, czyli również stały strumień ciepła w wodzie zasilającej, a zmienia się temperatura przed turbiną  $T_3$ . Wraz ze wzrostem temperatury  $T_3$ , do komory spalania doprowadza się coraz mniejsze względne strumienie masy pary wtryskiwanej na jednostkę masy sprężonego powietrza (wtrysk jednostkowy maleje ze wzrostem  $T_3$ ). Aby więc spełnić podstawowy warunek równości strumieni ciepła: odlotowego z turbiny i dostarczanego z wodą zasilającą do kotła, potrzebne są ze wzrostem  $T_3$  coraz większe strumienie masy sprężonego powietrza, aby spełnić warunek pełnego wykorzystania ciepła odlotowego z turbiny parogazowej. Niestety, warunek ten – przy stałym ciśnieniu za turbiną – jest możliwy do spełnienia tylko dla wąskiego zakresu zmienności  $T_3$ , w związku z czym krzywe efektywnej sprawności termicznej wykazują maksima przy temperaturze wody zasilającej jako parametrze zmiennym. Dla przykładu, przejście z nominalnej wartości  $t_{wz} = 290^{\circ}\text{C}$  na  $360^{\circ}\text{C}$  daje przyrost maksymalnej sprawności termicznej o 3 punkty procentowe (z 53% przy  $T_3 = 1150^{\circ}\text{C}$  do 56% przy  $T_3 = 1220^{\circ}\text{C}$ ).

Tabela 2-11. Orientacyjne wymiary grupy stopni turbiny parowej

| Liczba stopni | Średnia średnica stopnia, mm |       | Długość łopatki mm |       | Długość łopatki / średnia średnica |             | Długość osiowa |        |
|---------------|------------------------------|-------|--------------------|-------|------------------------------------|-------------|----------------|--------|
|               | $D_o$                        | $D_a$ | $h_o$              | $h_a$ | $D_o / h_o$                        | $D_a / h_a$ | łopatki        | rotor* |
| 20            | 1135,1                       | 965   | 54,92              | 25,98 | 0,0484                             | 0,0269      | 1160           | ~ 2160 |
| 24            | 1036,2                       | 880,1 | 65,90              | 31,18 | 0,0636                             | 0,0354      | 1392           | ~ 2400 |
| 26            | 995,6                        | 846,2 | 71,38              | 33,77 | 0,0717                             | 0,0399      | 1508           | ~ 2500 |
| 28            | 859,4                        | 815,5 | 76,87              | 36,37 | 0,0801                             | 0,0446      | 1624           | ~ 2600 |
| 30            | 926,8                        | 787,8 | 82,39              | 39,00 | 0,0889                             | 0,0495      | 1740           | ~ 2700 |
| 35            | 858,1                        | 729,4 | 96,10              | 45,46 | 0,1180                             | 0,0623      | 2030           | ~ 3000 |

Zwiększenie temperatury wody zasilającej kocioł – odwrotnie niż to ma miejsce w konwencjonalnych blokach parowych z rekuperacją ciepła – jest możliwe w systemie dwóch szeregowo włączonych wymienników ciepła (podgrzewacz nisko- i wysokoprężny), rozdzielonych odgazowywaczem i ogrzewanych parogazem odlotowym z turbiny, lecz pod warunkiem, że spaliny z kotła węglowego będą w większym stopniu wykorzystywane do podgrzewania powietrza przed paleniskiem dla zachowania sprawności kotła (redukcja powierzchni ogrzewalnej ekonomizera, a powiększenie powierzchni podgrzewacza powietrza).

\* Długość osiowa wirnika wraz z uszczelnieniami WP i tłokiem odciążającym.



Najbardziej efektywne wykorzystanie ciepła odlotowego turbiny parogazowej do podgrzewania wody zasilającej kocioł jest możliwe – co autor niniejszej pracy postulował już w pierwszych publikacjach (np. [22], [25]) – poprzez obniżanie ciśnienia wylotowego z turbiny poniżej ciśnienia atmosferycznego, aby w ten sposób zbliżyć temperaturę parogazu  $T_4$  do optymalnie wybranej temperatury wody zasilającej przy jednoczesnym uzyskaniu dodatkowej mocy wskutek przedłużenia procesu ekspansji w turbinie.

### 3. TURBINOWY SILNIK PAROGAZOWY W WIELOPALIWOWYCH SYSTEMACH KOGENERACYJNYCH

Najbardziej znaną cechą konstrukcyjną nowego zmodyfikowanego bloku energetycznego (DF-SGT) jest jego wielopaliwowość, wynikająca z wykorzystania kotła parowego opalanego paliwami stałymi (węgiel kamienny, węgiel brunatny, biomasa) oraz turbiny gazowej, spalającej głównie paliwo gazowe (gaz ziemny, gaz syntezowy, gazy odpadowe z procesów rafinacji ropy naftowej i inne), wyposażonej w komorę spalania z wtryskiem pary wodnej, przegrzanej wtórnie w kotle. Zmienność ciśnienia odlotowego z turbiny parogazowej (medium roboczym jest parogaz), zależna od konstrukcyjnego ukształtowania jej układu łopatkowego, a uwarunkowana zastosowaniami kogeneracyjnymi, jak: produkcja ciepła grzewczego i zimna dla odbiorców komunalnych (trójgeneracja), produkcja ciepła procesowego (wysokotemperaturowego) dla różnych instalacji przemysłowych lub sprzężeń z innymi systemami energetycznymi (dla zwiększenia mocy elektrycznej i sprawności termicznej), zalicza się również do znamiennych cech tego zmodyfikowanego, wielopaliwowego bloku parogazowego.

Szczegółowa analiza systemowa przeprowadzona w poprzednim rozdziale, obejmująca zarówno nowe ważniejsze projekty innowacyjne i koncepcje wysokosprawnych siłowni cieplnych, jak i od wielu lat doskonałe technologie, a szczególnie ostatnie osiągnięcia programu SFB561 już poważnie zaawansowanego w uzyskaniu 65% sprawności kombinowanych siłowni gazowo-parowych oraz systematyczne postępy w doskonaleniu siłowni parowych o ultra superkrytycznych parametrach (europejskie programy THERMIE AD700 i COMTES 700) z prognozą osiągnięcia w niedalekiej przyszłości 50% sprawności przez opalane węglem siłownie, przy jednocześnie wątpliwym w przewidywanym czasie użyciu wodoru w siłowniach dużych mocy (niejasna technologia otrzymywania  $H_2$  ze źródeł odnawialnych i wysokie nakłady energetyczne na sprzężanie ze względu na wymagane sprawnościowo superkrytyczne parametry medium roboczego), prowadzi do wniosku, że najlepszym rozwiązaniem dla Polski byłaby budowa wielopaliwowych kombinowanych bloków parogazowych dużych mocy (należy tu zauważyć różnicę między blokiem parogazowym a siłownią kombinowaną gazowo-parową), wykorzystujących węgiel jako paliwo podstawowe o stabilnych cenach na rynkach światowych, a gaz ziemny jako główne paliwo uzupełniające ze względu na ograniczone zasoby krajowe i konieczność importu. Do paliw uzupełniających zalicza się również palne gazy odpadowe z różnych technologii przemysłowych (przemysł azotowy, rafinerie ropy naftowej, hutnictwo), paliwa

stałe pochodzenia roślinnego (biomasa) oraz ciepło z procesów chemicznych jako częściowy substytut drogiego paliwa gazowego jakim jest metan.

Celem pracy w tym świetle będzie wykazanie, na podstawie analizy termodynamicznej, możliwości uzyskania przez dwupaliwowy (węgiel i metan jako paliwa wzorcowe) blok parogazowy z wtryskiem pary wodnej do komory spalania i obniżonym ciśnieniem wylotowym (DF-SGT) efektywnej sprawności termicznej, porównywalnej z najsprawniejszymi blokami gazowo-parowymi (CC) współczesnej generacji oraz przyszłościowymi systemami energetycznymi wodorowo-tlenowymi ( $H_2/O_2$ ). Taki innowacyjny blok parogazowy realizujący w praktyce dwa różne obiegi termodynamiczne jednocześnie (obieg Brytona i obieg Rankina) może korzystać w swym dalszym doskonaleniu i rozwoju z osiągnięć zarówno technologii siłowni parowych, jak i turbin gazowych.

Do wszechstronnej analizy termodynamicznej systemu energetycznego DF-SGT wybrano dwa nowoczesne bloki energetyczne opalane węglem, stanowiące aktualny stan techniki (parametry pary, osiągane sprawności). Niektóre z ich podstawowych zespołów (np. kocioł, turbina parowa, pompa wody zasilającej kocioł, itp.) posłużyły do budowy różnych schematów obliczeniowych analizowanego bloku energetycznego DF-SGT. Takie podejście do zagadnienia optymalizacji ma tę zaletę, że uwiarygodnia w pewnym stopniu uzyskiwane wyniki analiz realiami konstrukcyjnymi głównych podzespołów systemu.

### 3.1. Opis zmodyfikowanej siłowni DF-SGT

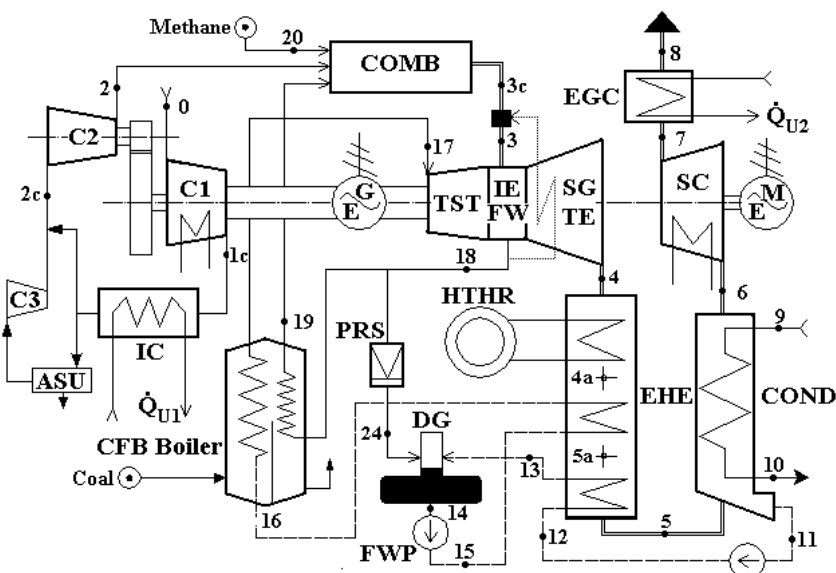
Rys. 3-1 przedstawia podstawowy schemat bloku DF-SGT wraz z zaznaczonymi wszystkimi podstawowymi elementami i charakterystycznymi punktami obliczeniowymi obiegu, które są niezbędne do wyznaczenia takich parametrów przepływu, jak: temperatura, ciśnienie, entalpia, entropia, strumień masy oraz udziały molowe poszczególnych składników mediów roboczych (spaliny, parogaz, gazy odlotowe).

Paliwo gazowe (metan, gaz ziemny, gaz ze zgazowania węgla, itp.), łącznie ze strumieniem masy powietrza niezbędnego do spalania stechiometrycznego jest doprowadzane do komory spalania (COMB) wraz z parą wtórnie przegrzaną z kotła węglowego, będącą jednocześnie tzw. inertem termicznym ograniczającym maksymalną temperaturę parogazu za komorą spalania. Para świeża z kotła, zasilająca wysokoprężną turbinę parową – po ekspansji i rozdzieleniu na część główną do podgrzania wtórnego – jest wykorzystywana do chłodzenia układu łopatkowego ekspansyjnej turbiny parogazowej (SGTE) oraz odgazowania wody zasilającej kocioł.

W proponowanym schemacie turbiny parogazowej SGT komora spalania wraz z układem doprowadzenia paliwa i urządzeniami rozprowadzającymi chłodzącą parę wylotową z turbiny parowej są umieszczone we wspólnym członie IEFW, łączącym obydwa silniki (parowy TST i parogazowy SGT). Gorący parogaz, opuszczający komorę spalania, rozpręża się w turbinie

parogazowej SGTE do ciśnienia końcowego ( $p_4$ ), wyższego lub zbliżonego do ciśnienia atmosferycznego, jeśli blok DF-SGT jest przeznaczony do sprężen z instalacjami przemysłowymi, albo też do ciśnienia znacznie niższego od atmosferycznego, ale zapewniającego pełne podgrzanie wody zasilającej kocioł. W pierwszej wersji bloku, u wylotu z ekspandera parogazowego (SGTE) zabudowany jest trójsekccyjny wymiennik ciepła (EHE), którego pierwsza, wysokotemperaturowa sekcja służy do przekazania ciepła z gorącego parogazu (o temperaturze  $T_4 > 600^\circ\text{C}$ ) odpowiedniemu użytkownikowi przemysłowemu. Natomiast dwie pozostałe sekcje (EHE), rozdzielone odgazowywaczem (DG), służą wyłącznie (jako podgrzewacze rekuperacyjne) do podgrzania wody zasilającej kocioł. W innych, pośrednich wersjach bloku, wymiennik ciepła (EHE) może służyć również do wewnętrznej rekuperacji ciepła z odlotowego parogazu, podnoszącej sprawność termiczną bloku (np. zwiększenie temperatury wody zasilającej kocioł z jednoczesnym zwiększeniem podgrzewu powietrza spalinami odlotowymi kotła lub podgrzanie sprężonego powietrza i paliwa gazowego) przed komorą spalania (COMB). Szczególnie podgrzew powietrza przy dużych sprężach, jakie wynikają z ciągłego rozwoju i doskonalenia procesu parowego (wysokie ciśnienia nadkrytyczne i temperatury pary świeżej z jednoczesnym wzrostem ciśnienia pary wtórnie przegrzanej), staje się nieodzowny wobec wielosekcyjności i wielokrotności chłodzenia międzystopniowego sprężarek w zastosowaniu do turbozespołów parogazowych z wtryskiem pary. Wielokrotne chłodzenie międzystopniowe przybliża proces sprężania do izotermy (osiągalna sprawność izotermiczna nawet 76%), a to daje zmniejszenie pracy sprężania i wzrost mocy efektywnej bloku SGT, a łącznie z podgrzewem rekuperacyjnym powietrza przed komorą spalania, podnosi również jego efektywną sprawność termiczną.

Ekspansja parogazu w turbinie do ciśnienia niższego od atmosferycznego wymaga dobrze działającego urządzenia kondensacyjnego (COND), w którym już po całkowitym schłodzeniu, następuje rozdzielenie wody ( $\text{H}_2\text{O}$ ) i nieskrapających się gazów ( $\text{N}_2 + \text{CO}_2$ ) z odlotowego parogazu. Odzyskana woda jest podgrzewana w wymienniku EHE, odgazowywana w odgazowywaczu (DG) i doprowadzana poprzez pompę wody zasilającej (FWP) do kotła węglowego (CFB). Gazy nieskrapające się są sprężane w ssawie wylotowej (SC) aż do ciśnienia atmosferycznego, a ciepło powstałe wskutek sprężania może być odzyskane jako ciepło użytkowe  $Q_{U2}$  w chłodnicy wylotowej (EGC) jeżeli sprężarka SC nie ma chłodzenia międzystopniowego.

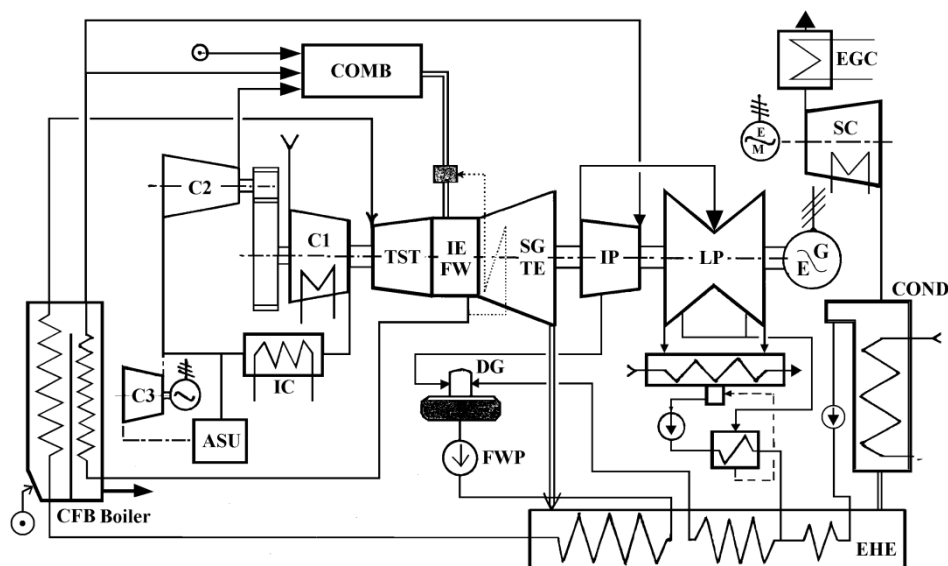


Rys. 3-1. Schemat cieplny nowego bloku energetycznego DF-SGT zasilanego węglem i gazem ziemnym (lub gazem ze zgazowania węgla) w podstawowym układzie

Blok parogazowy DF-SGT wg Rys. 3-1 może być również łączony w różny sposób z blokiem parowym lub tylko niektórymi jego elementami lub zespołami. Rys. 3-2 przedstawia jedną z wersji takich połączeń, w której dominującą rolę odgrywa turbosespół parogazowy (DF-SGT), a elementami dołączonymi są: część średnioprężna (IP), niskoprężna (LP) z kondensatorem i pierwszym niskoprężnym podgrzewaczem wody zasilającej kocioł (para grzejna z upustu przed ostatnim stopniem turbiny (LP) intensyfikuje bezwładnościową separację fazy ciekłej z przepływu do podgrzewacza).

Z tych samych zespołów można łatwo zestawić inną wersję bloku SGT, w której dominuje blok parowy, tym bardziej, że podstawowe zespoły w bloku DF-SGT jak: fluidalny kocioł węglowy (CFB) oraz część wysokoprężna turbosespołu parowego łącznie z całym układem rekuperacyjnego podgrzewu wody zasilającej została „wypożyczona” z parowej siłowni referencyjnej Łagisza – 460 MW. Zostawiając tylko generator elektryczny w linii wałów bloku SGT wg Rys. 3-1 (odpowiednio w tym celu dobranej mocy) i przenosząc turbinę wysokoprężną (TST) w jej oryginalną linię wałów, można otrzymać nowe sprzężenie obu bloków parowego i parogazowego, tj. sprzężenie tylko przez układ parowo-wodny. Przy szczątkowym bloku SGT pozostaje więc tylko – dwu- lub trzysekcyjny podgrzewacz wody zasilającej kocioł (EHE), co korzystnie wpływa na moc części IP i LP turbiny parowej, pozbawionej (z wyjątkiem upustu pary do odgazowywacza) wszystkich nieregulowanych upustów pary. Ten najprostszy układ ma jednak tę wadę, że jest skazany na

ciągłą współpracę obu bloków. Ich rozdzielna praca byłaby możliwa (np. wyłączenie bloku SGT lub przeznaczenie go do szczytowej pracy) poprzez wyposażenie bloku parowego we własny, pełny (lub chociaż częściowy) system rekuperacyjnego podgrzewu wody zasilającej kocioł z możliwością pracy w splocie z wymiennikami EHE (jak np. w siłowni Avedore 2 [27]).



Rys. 3-2. Schemat cieplny bloku DF-SGT w sprzężeniu z częścią średnioprężną i niskoprężną turbiny parowej jako wariant ze zwiększonym udziałem paliwa węglowego

### 3.2. Dane bloków referencyjnych i ich zadanie

### Referencyjny blok energetyczny nr 1 (EC „Łagisza”) wg [85]

EC „Łagisza” posiada największy – jak dotąd zbudowany w świecie – kocioł CFB (OFz-495 RAFAKO) na nadkrytyczne parametry pary, przystosowany również do spalania niskokalorycznych paliw odpadowych. Według [117] przy tych samych zastosowanych materiałach kocioł CFB pozwala na podwyższenie temperatur pary świeżej i wtórnie przegrzanej nawet do 650°C, a ograniczenia do 560°C/580°C wynikają z konstrukcji turbozespołu parowego zgodnie z [85]. Blok nr 1 jest obecnie w budowie.

Dane podstawowe bloku nr 1:

ciśnienie i temperatura pary świeżej: 275 bar/560°C;

ciśnienie i temperatura pary wtórnie przegrzanej: 48 bar/560°C;

ciśnienie i temperatura pary wpływającej z turbiny WP: 53 bar/310,5°C;

strumień masy pary świeżej: 359,8 kg/s;

strumień masy pary wtórnie przegrzanej 313,1 kg/s;

temperatura wody zasilającej kocioł 290°C;  
 moc turbozespołu parowego: 460 MW;  
 efektywna sprawność termiczna: 53%;  
 jednostkowe zużycie ciepła: 6792 kJ/kWh;  
 emisje w mg/Nm<sup>3</sup> (6% O<sub>2</sub>): O<sub>x</sub> = 200; SO<sub>2</sub> = 200; CO<sub>2</sub> = 150; pył = 30.

### **Referencyjny blok energetyczny nr 2 („Westfalen D”) [92]**

Jest to jeden z najnowocześniejszych bloków parowych na węgiel kamienny, zaprojektowany na warunki chłodzenia skraplacza obowiązujące w duńskich elektrowniach (ciśnienie w skraplaczu 0,035 bar), wyposażony w wysoko-efektywne urządzenia Desox i Denox (200 mg/m<sup>3</sup> SO<sub>2</sub> i 200 mg/m<sup>3</sup> NO<sub>x</sub> przy 6% O<sub>2</sub> w spalinach). Dzięki postępowi w technice materiałowej zastosowano – zamiast drogich materiałów austenitycznych – tańsze stale ferrytyczno-martenzytyczne, jak np. T91/P91 lub E911 na wysokoobciążone elementy.

Dane podstawowe bloku nr 2 na podstawie publikacji [92]:

ciśnienie i temperatura pary świeżej: 290 bar/600°C;  
 ciśnienie i temperatura pary wtórnie przegrzanej: 61,1 bar/620°C;  
 ciśnienie i temperatura pary wypływającej z turbiny: WP: 64,1 bar/354°C;  
 strumień masy pary świeżej: 258 kg/s;  
 strumień masy pary wtórnie przegrzanej: 208 kg/s;  
 temperatura wody zasilającej kocioł: 315°C;  
 temperatura i ciśnienie w odgazowywaczu: 16,3 bar/202°C;  
 moc silnika napędowego pompy wody zasilającej: 11,9 MW  
 moc turbozespołu parowego: 353,9 MW;  
 jednostkowe zużycie ciepła: 6792 kJ/kWh;  
 efektywna sprawność termiczna: 53%;  
 sprawność produkcji energii elektrycznej netto: 47,35%.

## **3.3. Metodologia obliczeń obiegu i procedury określania parametrów obiegu SGT**

### **3.3.1. Założenia i definicje użytych pojęć**

#### **Parametry otoczenia:**

$$p_{\text{atm}} = 1.013 \text{ bar}$$

$$T_{\text{atm}} = 288 \text{ K}$$

#### **Paliwo gazowe**

dolna wartość opałowa

$$\text{LHV} = 50000 \text{ MJ/kg}$$

#### **Sprawności:**

politropowa sprężarki

$$\eta_{\text{pK}} = 0,89$$

politropowa turbiny (wartość bazowa)

$$\eta_{\text{pT}} = 0,90$$

|                                           |             |        |
|-------------------------------------------|-------------|--------|
| mechaniczna (odniesiona do pracy turbiny) | $\eta_m$    | = 0,99 |
| przekładni                                | $\eta_{PK}$ | = 0,99 |
| dla przypadku bez przekładni              | $\eta_{PK}$ | = 1,00 |
| generatora                                | $\eta_G$    | = 0,99 |

Spadek ciśnienia wskutek oporów przepływu w dowolnym miejscu układu traktowany jest jako dławienie izentalpowe, a stratę względną ciśnienia na odcinku od punktu (i) do punktu (i+1) definiuje się jako:

$$\varepsilon_i = \frac{P_i - P_{i+1}}{P_i} . \quad (3-1)$$

### Względne straty ciśnienia:

|                                    |                      |         |
|------------------------------------|----------------------|---------|
| filtr, tłumik                      | $\varepsilon_f$      | = 0,01  |
| wlot sprężarki                     | $\varepsilon_{wl}$   | = 0,005 |
| dyfuzor sprężarki                  | $\varepsilon_{dyfS}$ | = 0,025 |
| komora spalania                    | $\varepsilon_{KS}$   | = 0,03  |
| wlot turbiny                       | $\varepsilon_{wT}$   | = 0,01  |
| dyfuzor turbiny                    | $\varepsilon_{dyfT}$ | = 0,03  |
| kocioł odzyskowy                   | $\varepsilon_{KO}$   | = 0,02  |
| rekuperator                        | $\varepsilon_R$      | = 0,02  |
| komin                              | $\varepsilon_{kom}$  | = 0,01  |
| chłodnica międzysekcyjna sprężarki | $\varepsilon_{ch}$   | = 0,01  |

Model numeryczny został opracowany przez autora w poprzednich pracach (np. [14] do [25]) i opiera się na procedurach obliczeniowych dla podstawowych elementów obiegu (sprężarki, turbiny, wymienniki ciepła itp.; bardziej szczegółowy opis w Aneksie), w których uwzględnia się procedury dla gazów rzeczywistych (ostatnia wersja [61]). Jest to szczególnie ważne dla rozprężania parogazu w chłodzonym ułopatkowaniu turbiny parogazowej.

Podstawowy problem w obliczeniach turbin gazowych, tzn., wpływ czynnika chłodzącego na temperaturę wlotową turbiny i proces rozprężania rozwiązano, stosując definicję temperatury wlotowej turbiny gazowej zgodną z ISO 2314 (TISO [110]), która zakłada całkowite domieszanie czynnika chłodzącego do gazów opuszczających komorę spalania jeszcze przed turbiną. Temperatura TISO zależy jedynie od parametrów medium chłodzącego a nie od sposobu chłodzenia, co umożliwia łatwiejsze porównania różnych obiegów turbin gazowych. Większość obiegów  $H_2/O_2$  nawet dla najwyższych temperatur jest obliczana bez uwzględniania chłodzenia (jedynie autorzy obiegu Graz [57] i autor niniejszej pracy stosują definicję ISO 2314 w obliczeniach turbiny wysokotemperaturowej (HT)).

Obliczenia obiegu DF-SGT rozpoczynają się, jak już wspomniano, od zaadaptowania dobrze znanej siłowni opalanej węglem do połączenia jej



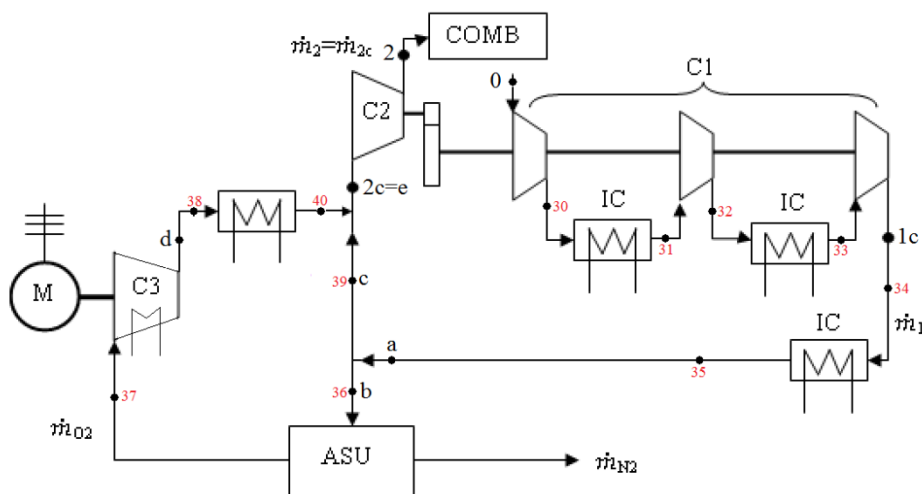
głównych elementów (kocioł, część HP turbiny parowej, pompa wody zasilającej kocioł, itp.) z siłownią SGT. Jednocześnie, taka opalana węglem siłownia, jako siłownia odniesienia (lub/i zestaw urządzeń), może być podstawą analizy porównawczej różnych schematów połączeń opartych na istniejącym stanie techniki lub też nawet na siłowniach następnej generacji o wyższych parametrach pary (np. technologia 700°C – THERMIE AD700 i COMTES 700 [105]).

Obliczenia układów turbinowych silników parogazowych można podzielić na pięć części:

- a – sprężarka z układem zasysania, bez i ze sprzężeniem z tlenownią,
- b – komora spalania,
- c – turbina z kanałem wylotowym,
- d – sprężarka gazów odlotowych,
- e – kocioł węglowy z kominem.

Parametry stanu w poszczególnych punktach procesu określa się, wybierając spręż sprężarki  $\pi$  i temperaturę parogazu przed pierwszym stopniem turbiny. Obliczenia prowadzi się wykorzystując parametry całkowite, przy czym przyjmuje się, że spadki ciśnienia całkowitego i sprawności poszczególnych urządzeń są znane (wykorzystuje się metody obliczania tych urządzeń).

### 3.4. Obliczanie układu sprężania i wzbogacania tlenem



Rys. 3-3. Schemat blokowy układu sprężania i wzbogacania mieszanki doprowadzanej do komory spalania tlenem

Układ sprężania i wzbogacania tlenem przedstawiono na Rys. 3-3. W obliczeniach, jako wielkość znaną, przyjmuje się strumień masy mieszanki

wzbogaconej tlenem dostarczanej do komory spalania ( $\dot{m}_2 = 1 \text{ kg/s}$ ). Zakłada się także, że znana jest zawartość tlenu w mieszaninie dostarczanej do komory spalania. Można wobec tego zapisać następujące równania bilansowe strumieni masy:

$$\begin{cases} \dot{m}_v \cdot G_K(2) = \dot{m}_d + \dot{m}_c \cdot 0.21 \\ \dot{m}_d = \dot{m}_c + \dot{m}_b \\ \dot{m}_d = \dot{m}_b \cdot 0.21 \\ \dot{m}_v = \dot{m}_d + \dot{m}_c \end{cases} \quad (3-2)$$

Pierwsze z powyższych równań mówi o tym, że ilość tlenu po wymieszaniu czystego tlenu z ASU (instalacji rozdziału powietrza) i powietrza musi być taka, aby udział tlenu w mieszaninie doprowadzanej do komory spalania był równy zakładanej wartości  $G_K(2)$ . Równanie trzecie wyraża założenie, że z ASU wypływa czysty tlen.

Część powietrza wypływającego ze sprężarki C1 ( $\dot{m}_c = \dot{m}_{39}$ ) miesza się z tlenem wypływającym ze sprężarki tlenowej C3 ( $\dot{m}_d = \dot{m}_{40}$ ), a równania energii i ciągłości są następujące:

$$\begin{cases} \dot{m}_{40} \cdot h_{40} + \dot{m}_{39} \cdot h_{39} = \dot{m}_v \cdot h_{2c} \\ \dot{m}_{40} + \dot{m}_{39} = \dot{m}_v \end{cases} \quad (3-3)$$

### 3.4.1. Definicje sprawności i wskaźników wykorzystania paliwa

W termodynamicznej analizie systemów DF-SGT, w obliczeniach efektywnej sprawności termicznej  $\eta_{\text{the}}$  lub jej odwrotności, tzn. jednostkowego zużycia ciepła (ang. Heat Ratio)  $HR = 1/\eta_{\text{the}}$  [kJ ciepła/kJ pracy] lub  $HR = 3600/\eta_{\text{the}}$  [kJ/kWh], a szczególnie w przedstawieniu zależności funkcyjnej  $\eta_{\text{the}}(p_4)$  należy wziąć pod uwagę, że przy zbliżonych do ciśnienia atmosferycznego wartościach  $p_4$  strumień ciepła odlotowego wysokotemperaturowego (moc cieplna)  $\dot{Q}_{\text{HTHR}}$  osiąga wyraźnie duże wartości, często trudne (ale możliwe) do zagospodarowania wewnątrz systemu DF-SGT.

Zakładając możliwość zagospodarowania całego strumienia ciepła wysokotemperaturowego, można użyć podstawowej definicji (jak we wszystkich siłowniach):

$$(\eta_{\text{the}} \equiv ((\dot{m} \cdot (G \cdot (P_{\text{ISGTE}} + P_{\text{ITST}})))/(\dot{Q}_{\text{LST}} + \dot{Q}_{\text{RHST}} + \dot{Q}_{\text{FCH4}} - \dot{Q}_{\text{HTHR}}))$$

– występują tu dwie odmiany definicji sprawności  $\eta_{\text{the\_LHV}}$  i  $\eta_{\text{the\_HHV}}$

gdzie:

$\dot{P}_{ISGTE} = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_4) - P_{iC1} - P_{iC2} - (P_{iC3}) - P_{ISC}$  : moc uzyskiwana w ekspansyjnej turbinie parogazowej (Steam-Gas Turbine Ex);

$\dot{P}_{ITST} = \dot{m}_{17} \cdot (h_{17} - h_{18})$  : moc uzyskiwana w czołowej turbinie parowej (Topping Steam Turbine);

$\dot{Q}_{LST} = \dot{m}_{16} \cdot (h_{17} - h_{16})$  : strumień ciepła doprowadzany w parze świeżej (Live Steam);

$\dot{Q}_{RHST} = \dot{m}_{19} \cdot (h_{19} - h_{18})$  : strumień ciepła doprowadzany w parze przegrzanej (Reheated Steam);

$\dot{Q}_{FCH4} = \dot{m}_{20} \cdot LHV$  : strumień energii chemicznej paliwa gazowego (Gaseous Fuel) dla sprawności  $\eta_{the\_LHV}$ ;

$\dot{Q}_{FCH4} = \dot{m}_{20} \cdot H$  : strumień energii chemicznej paliwa gazowego dla sprawności  $\eta_{the\_HHV}$ ; wielkość ta może być określana również z bilansu komory spalania;

$$\dot{Q}_{FCH4} = \dot{m}_{21} \cdot h_{21} - \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_{20} \cdot h_{20} - \dot{m}_{19} \cdot h_{19};$$

$\dot{Q}_{HTHR} = \dot{m}_4 \cdot (h_4 - h_{4a})$  : maksymalny strumień ciepła przekazywanego w wymienniku wysokotemperaturowym (High Temperature Heat Recovery);

275 bar / 600°C / / 359.8 kg/s: parametry pary świeżej (Live Steam Parameters);

320 bar / 290°C / / 359.8 kg/s: parametry wody zasilającej kocioł (Feedwater Parameters);

48,8 bar / 650°C / / 313,1 kg/s: parametry pary przegrzanej (Reheated Steam Parameters), strumień masy obliczany z bilansu komory spalania i strumieni masy doprowadzanych do chłodzenia układu łopatkowego;

5.75 kg/s: strumień masy pary doprowadzanej do odgazowywacza (Łagisza);

53 bar / 310° / 7% (14% i 20%): parametry pary chłodzącej układ łopatkowy.

W definicjach sprawności (zarówno  $\eta_{the}$ , jak i  $\eta_{i\_the}$ ) od strumienia ciepła w parze (lub strumienia energii doprowadzanej do układu w paliwie węglowym) jak i strumienia energii chemicznej doprowadzanej do układu w gazie ziemnym odejmuje się dodatkowy strumień ciepła przekazywany w wysoko-temperaturowym wymienniku ciepła HTHR. Ten strumień przekazywany w HTHR można wykorzystać albo do przegrzania pary, albo do podgrzania powietrza przed komorą spalania. Jeżeli ciepło to wykorzysta się do podgrzania pary, to zmniejsza się ilość spalanego paliwa węglowego, a jeżeli do podgrzania powietrza przed komorą spalania, to skutek zastosowania chłodzenia międzysekcyjnego i zmniejszenia pracy sprężania uzyska się większą moc turbiny parogazowej. Jeżeli nie oblicza

się szczegółowo podgrzewacza powietrza ani przegrzewacza pary wodnej, to nie wiadomo jaką część strumienia ciepła przekazywanego w wymienniku HTHR można wykorzystać wewnątrz systemu. Rozpatruje się wówczas dwa przypadki:

**a)** bez wykorzystania ciepła przekazywanego w wymienniku HTHR,

**b)** z pełnym wykorzystaniem ciepła przekazywanego w wymienniku HTHR.

**Ad a)** Jeżeli rozważy się układ DF-SGT o temperaturze TISO przed pierwszym stopniem turbiny  $1531^{\circ}\text{C}$  i ciśnieniu za turbiną  $p_4 = 0,1$  bar (rozdz. 3.5.1 i 3.8), to będzie on posiadał następującą efektywną sprawność termiczną:

$$\eta_{\text{the}}^* = \frac{\eta_m \cdot \eta_G \cdot (P_{\text{TPG}} + P_{\text{TP}})}{\dot{Q}_{\text{CH}_4} + \dot{Q}_{\text{coal}}} = \frac{0.985 \cdot (1244.38 + 146.67)}{2029.5 + 1013.8} = 45\%$$

**Ad b)** Wykorzystanie w pełni ciepła wysokotemperaturowego  $\dot{Q}_{\text{HTHR}} = 498.22$  MJ/s wewnątrz systemu w wymienniku HTHR pozwala podnieść tę sprawność do:

$$\eta_{\text{the\_max}} = \frac{\eta_m \cdot \eta_G \cdot (P_{\text{TPG}} + P_{\text{TP}})}{\dot{Q}_{\text{CH}_4} + \dot{Q}_{\text{coal}} - \dot{Q}_{\text{HTHR}}} = \frac{0.985 \cdot (1244.38 + 146.67)}{2029.5 + 1013.8 - 498.22} = 53.8\%$$

Przy wyższych ciśnieniach  $p_4$  za turbiną takie zmniejszenie sprawności będzie jeszcze bardziej widoczne.

Wykorzystanie ciepła  $\dot{Q}_{\text{HTHR}}^* = 266.3$  MJ/s do podgrzania wtórnego a resztę  $\Delta\dot{Q}_{\text{ext}} = 498.22 - 266.3 = 231.92$  MJ/s na zewnątrz systemu pozwala na uzyskanie następującej wykorzystywalności energii chemicznej paliwa:

$$\lambda_F = \frac{\eta_m \cdot \eta_G \cdot (P_{\text{TPG}} + P_{\text{TP}}) + \Delta\dot{Q}_{\text{ext}}}{\dot{Q}_{\text{CH}_4} + \dot{Q}_{\text{coal}} - \dot{Q}_{\text{HTHR}}} = \frac{0.985 \cdot (1244.38 + 146.67) + 231.92}{2029.5 + 1013.8 - 266.3} = 57.7\%$$

Wykorzystanie  $\dot{Q}_{\text{HTHR}}$  całkowicie w sprzężeniu z innym systemem daje:

$$\lambda_F^* = \frac{\eta_m \cdot \eta_G \cdot (P_{\text{TPG}} + P_{\text{TP}}) + \dot{Q}_{\text{HTHR}}}{\dot{Q}_{\text{CH}_4} + \dot{Q}_{\text{coal}}} = \frac{0.985 \cdot (1244.38 + 146.67) + 498.22}{2029.5 + 1013.8} = 61.4\%$$

### 3.4.2. Bilans komory spalania

Obliczenia obiegu SGT opierają się na jednostkowym strumieniu masy sprężanego powietrza dostarczanego do komory spalania oraz na zadanej temperaturze wylotowej z komory spalania. Oznacza to, że obliczane względne wartości paliwa gazowego  $M_F$ , doprowadzanej wtórn timerze przegrzanej pary  $M_{\text{INJ}}$ , pary chłodzącej  $M_{\text{CL}}$  oraz pary doprowadzanej do odgazowywacza są odnoszone do 1 kg/s strumienia masy sprężanego powietrza. Strumień masy parogazu opuszczającego komorę spalania jest równy:

$$M_{\text{SG}} = 1 + M_F + M_{\text{INJ}} \quad (3-4)$$

i analogicznie do równania powyżej, strumień masy wody zasilającej doprowadzanej do kotła jest równy:

$$M_{FW} = M_{INJ} + M_{CL} + M_{DG} . \quad (3-5)$$

Zakłada się wartości osiągniętych obecnie sprawności i strat ciśnienia, a obliczenia przeprowadza się we wszystkich punktach obliczeniowych (węzły 0÷24) dla założonych arbitralnie różnic temperatur w „pinch point” i w charakterystycznych punktach wymienników. Znając teraz wszystkie parametry obiegu (temperatury T, ciśnienia p, strumienie masy  $\dot{m}$ ), można łatwo obliczyć moce jednostkowe turbin parowej i parogazowej, sprężarek, pomp jak i ciepło przekazywane w wysokotemperaturowym wymienniku  $Q_{HTHR}$ .

Główne parametry obiegu wpływają na wielkość siłowni SGT (strumień masy czynnika roboczego, moc efektywna), co oznacza, że strumień masy sprężonego powietrza można określić z następującego równania bilansowego (oznaczenia na Rys. 3-1):

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_{16} [(h_{16} - h_{15}) + (1 - 0,016) \cdot (h_{13} - h_{12})]}{M_{3C} (h_{4a} - h_5)} \quad (3-6)$$

gdzie:  $0,016 = M_{DG}$  a  $\dot{m}_2 \equiv \dot{m}_{air}$ .

Znajomość tego strumienia masy pozwala obliczyć dla tego typu siłowni DF-SGT: moc efektywną  $P_e$ , efektywną sprawność termiczną  $\eta_{the}$  oraz strumień ciepła przekazywanego w wymienniku wysokotemperaturowym  $Q_{HTHR}$ .

Do obliczeń chłodzonego obiegu SGT stosuje się bardzo proste procedury oparte na warunkowym założeniu, że suma mas wtórnie przegrzanej pary doprowadzanej do komory spalania oraz pary chłodzącej są stałe:

$$M_{INJ} + M_{CL} = M_{FW} (1 - 0,016) = \text{const} . \quad (3-7)$$

Oznacza to, że względny strumień masy parogazu opuszczającego komorę spalania  $M_{3C}$ , obliczany dla założonej wartości TIT (np. 1700°C), jest redukowany przez następujący współczynnik:

$$FC = \frac{M_{INJ}}{M_{FW} \cdot (1 - 0,016) - M_{CL}} , \quad (3-8)$$

a różne wartości temperatur TISO wylotowego parogazu w punkcie obliczeniowym nr 3  $T_3$  określa się, uwzględniając mieszanie z czynnikiem chłodzącym (0,07÷0,21).

### 3.4.3. Obliczanie turbiny parogazowej

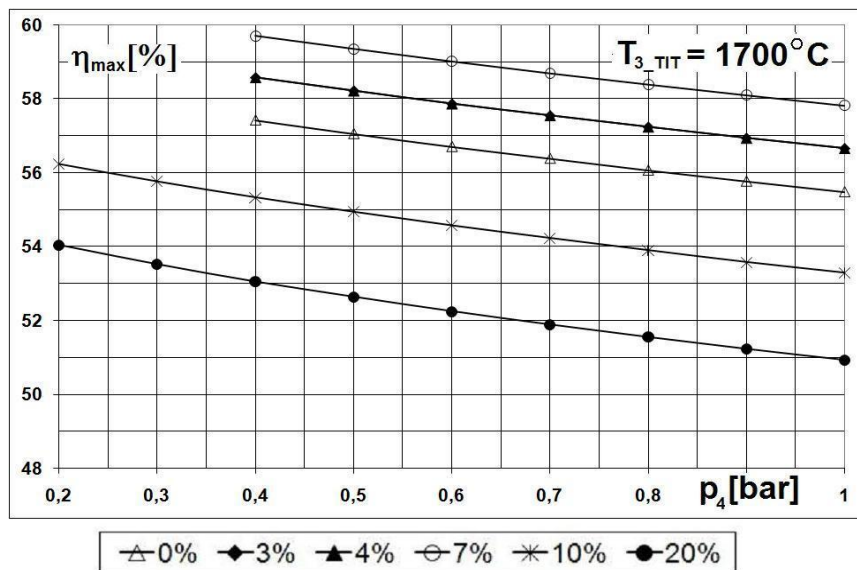
Turbinę parogazową oblicza się dla 1 kg/s powietrza doprowadzanego do sprężarki powietrznej. Parametry wody i pary obiegu parowego pozostają bez zasadniczych zmian. Zadaje się różnicę temperatur między temperaturą spalin opuszczających ekonomizer WP a temperaturą wody do niego doprowadzanej (temperatura wody za pompą za odgazowywaczem) równą 20 K i dla tego założenia określa się strumień masy wody ogrzewanej w tym ekonomizerze. Strumień ten porównuje się z rzeczywistym strumieniem masy wody przepływającej przez ekonomizer w referencyjnym bloku węglowym przed modernizacją i dla takiego warunku (równości strumieni masy wody w ekonomizerze) określa się rzeczywisty strumień masy powietrza i spalin w turbinie parogazowej.

Obliczenia przeprowadza się dla temperatury spalin za komorą spalania  $TIT = 1700^{\circ}C$ . Różne udziały czynnika chłodzącego łopatki (od 2 do 20%) powodują, że temperatury TISO przed pierwszym stopniem turbiny przyjmują różne wartości. Ciśnienie za turbiną parogazową zmienia się od 1 bar w dół aż do wartości takiej, by albo strumień ciepła przekazywanego w wysokotemperaturowym wymienniku ciepła HTHR był równy zeru albo, by różnica temperatury spalin za turbiną parogazową (przed ekonomizerem WP) i temperatury wody opuszczającej ekonomizer WP była równa około 20 K.

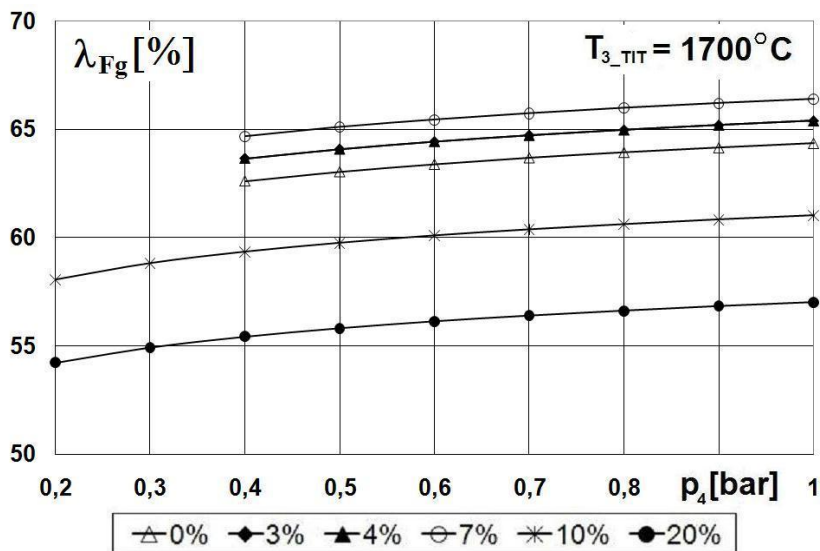
## 3.5. Wyniki obliczeń. Wpływ poszczególnych parametrów na osiągi obiegu

### 3.5.1. Wpływ ciśnienia za turbiną parogazową $p_4$ na osiągi układu energetycznego

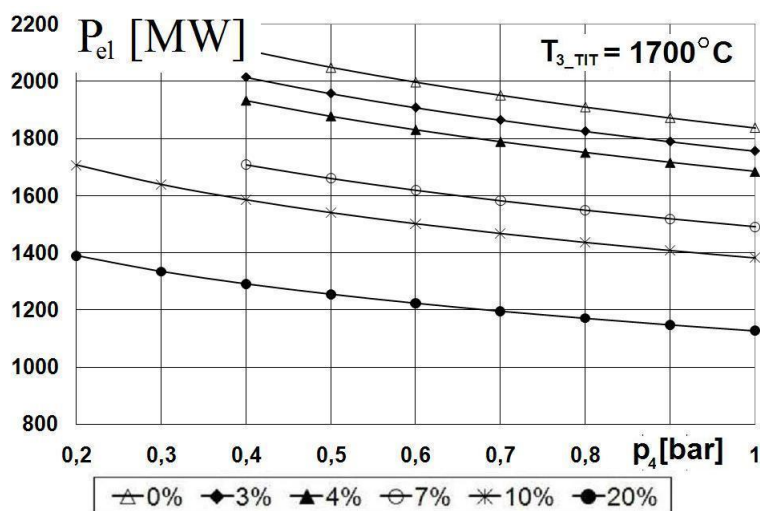
Na Rys. 3-4 do Rys. 3-7 przedstawiono przebiegi efektywnej sprawności termicznej  $\eta_{the\_max}$  odniesionej do dolnej wartości opałowej, z pełnym wykorzystaniem ciepła w wymienniku HTHR bloku SGT-Łag, wykorzystywalności energii chemicznej paliwa w sprzężeniu z innym systemem  $\lambda_{Fg}$ , mocy elektrycznej uzyskiwanej w systemie oraz strumienia ciepła możliwego do wykorzystania w wymienniku HTHR dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury  $TIT\ 1700^{\circ}C$  (bez chłodzenia).



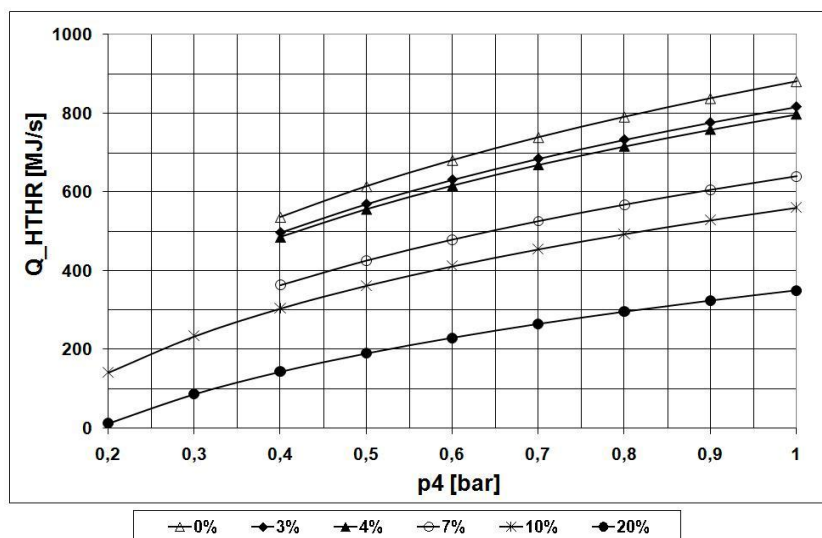
Rys. 3-4. Efektywna sprawność termiczna  $\eta_{\text{the\_max}}$  odniesiona do dolnej wartości opałowej, z pełnym wykorzystaniem ciepła w wymienniku HTHR bloku SGT-Łag dla różnych udziałów pary chłodzącej łopatki turbiny



Rys. 3-5. Wykorzystywalność energii chemicznej paliwa w sprzężeniu z innym systemem  $\lambda_{Fg}$  z pełnym wykorzystaniem ciepła w wymienniku HTHR bloku SGT-Łag dla różnych udziałów pary chłodzącej łopatki turbiny

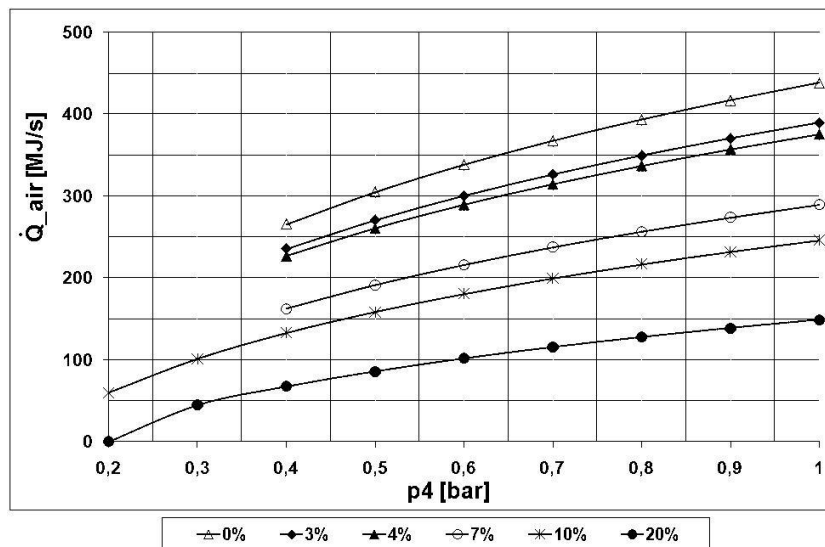


Rys. 3-6. Moc elektryczna uzyskiwana w systemie w sprzężeniu z innym systemem  $\lambda_{Fg}$  z pełnym wykorzystaniem ciepła w wymienniku HTHR bloku SGT-Łag dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury TIT  $1700^{\circ}\text{C}$  (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze

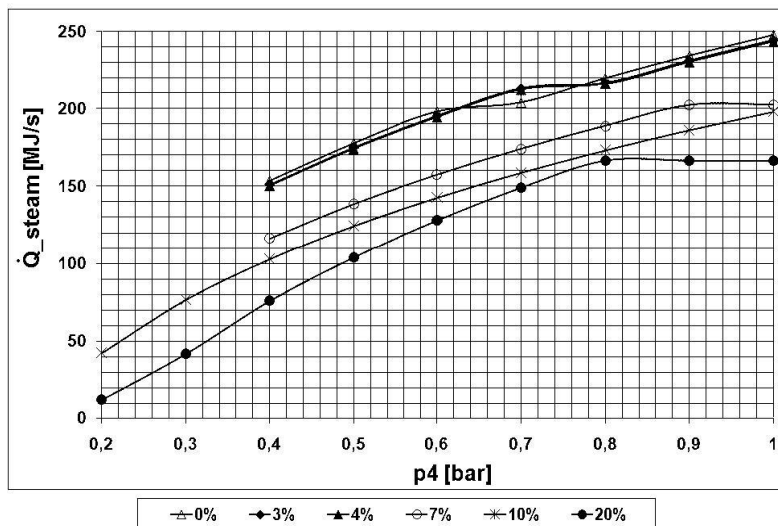


Rys. 3-7. Strumień ciepła możliwy do wykorzystania w wymienniku HTHR dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury TIT  $1700^{\circ}\text{C}$  (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze

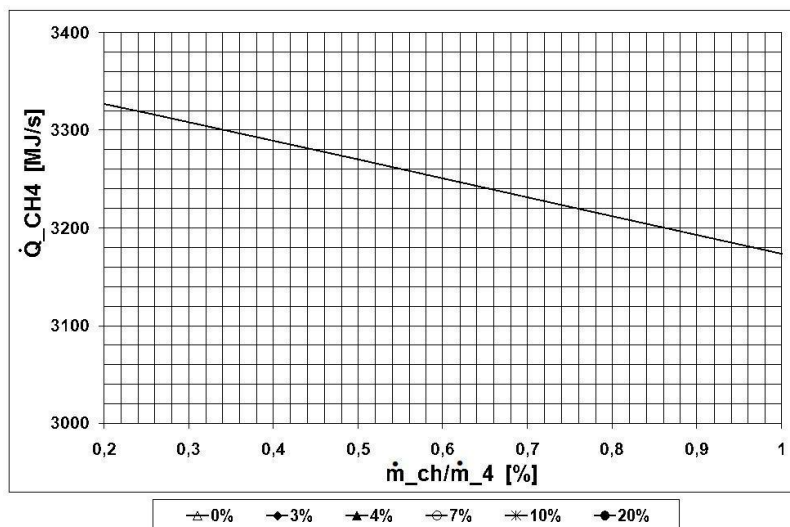




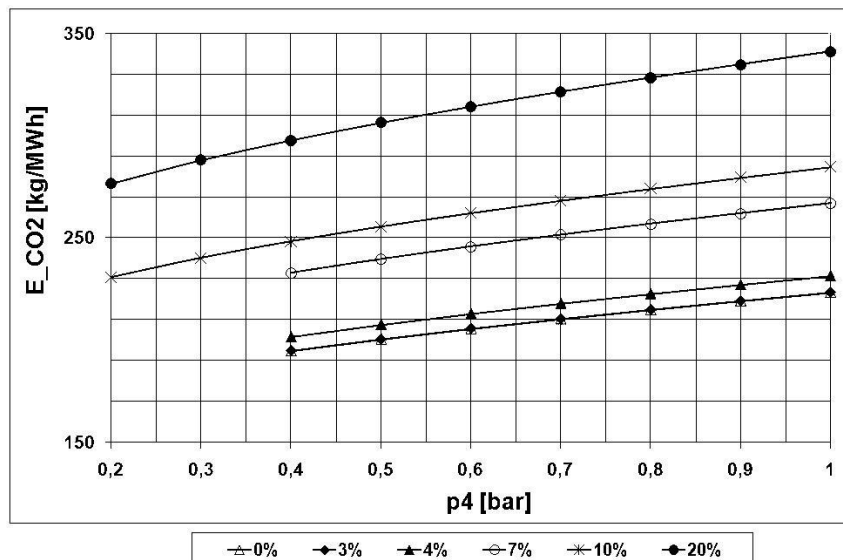
Rys. 3-8. Strumień ciepła możliwy do przekazania powietrzu przed komorą spalania  $\dot{Q}_{air}$  dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury TIT 1700°C (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze



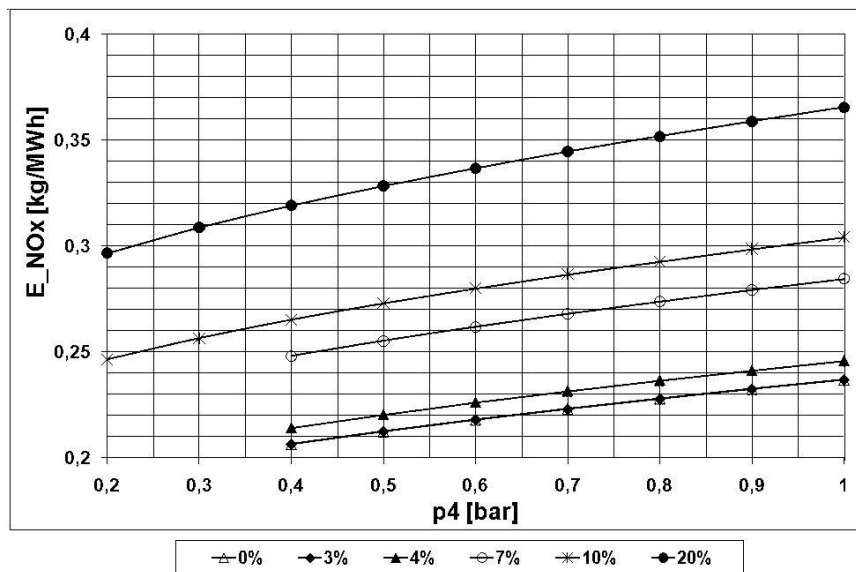
Rys. 3-9. Strumień ciepła dostępny do przegrzania pary wodnej opuszczającej czołową turbinę parową  $\dot{Q}_{steam}$  dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury TIT 1700°C (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze



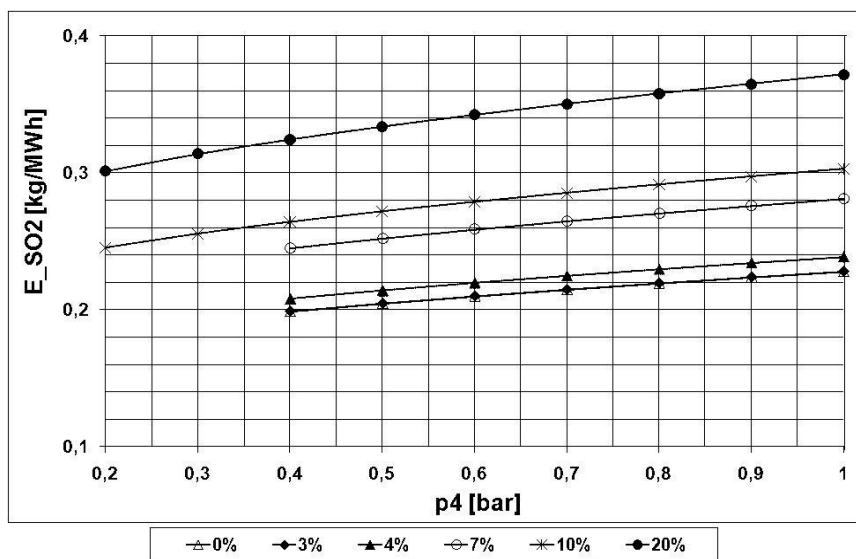
Rys. 3-10. Doprowadzany do systemu strumień energii chemicznej paliwa gazowego  $\dot{Q}_{CH_4}$  dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury  $T_{IT}$  1700°C (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze



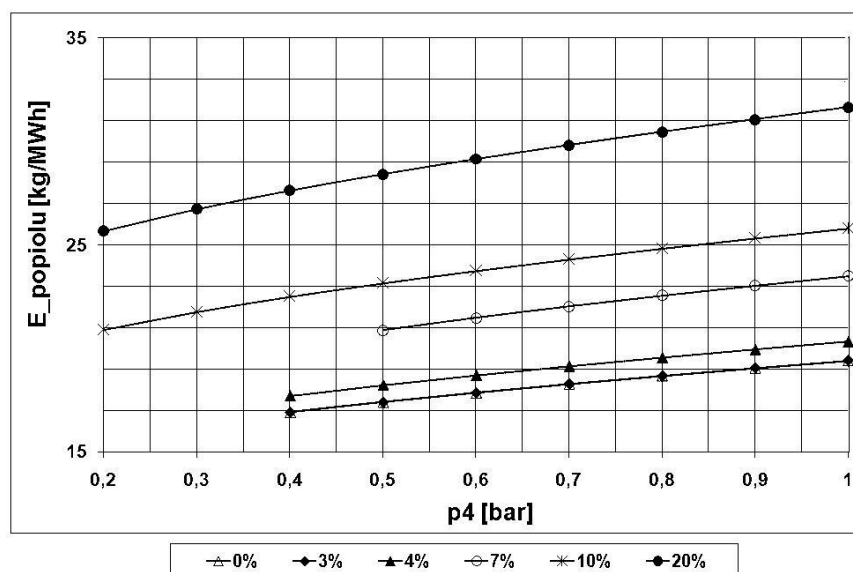
Rys. 3-11. Emisja względna  $CO_2$  dla bloku SGT-Łąg dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury  $T_{3,TIT}$  = 1700°C (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze



Rys. 3-12. Emisja względna  $\text{NO}_x$  dla bloku SGT-Łąg dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury  $T_{3\_TIT} = 1700^\circ\text{C}$  (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze



Rys. 3-13. Emisja względna  $\text{SO}_x$  dla bloku SGT-Łąg dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury  $T_{3\_TIT} = 1700^\circ\text{C}$  (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze



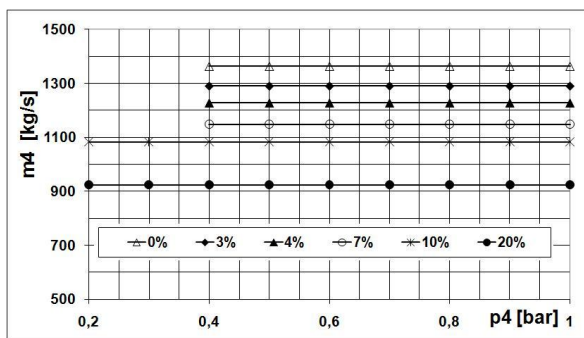
Rys. 3-14. Emisja względna popiołu dla bloku SGT-Łag dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury  $T_{3\_TIT} = 1700^{\circ}\text{C}$  (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze

Zarówno sprawności, jak i moc elektryczna rosną wraz ze spadkiem ciśnienia  $p_4$ . Strumień ciepła wysokotemperaturowego odprowadzanego w wymienniku HTHR oraz wykorzystywalność paliwa dla przypadku sprężenia układu z innym systemem maleją wraz ze spadkiem ciśnienia  $p_4$ . Zastanawiający jest wzrost sprawności i wykorzystywalności paliwa dla niedużych udziałów chłodziwa w stosunku do przypadku bez chłodzenia. Aby zrozumieć ten fakt, należy prześledzić wszystkie strumienie energii doprowadzanej wewnątrz lub z zewnątrz układu.

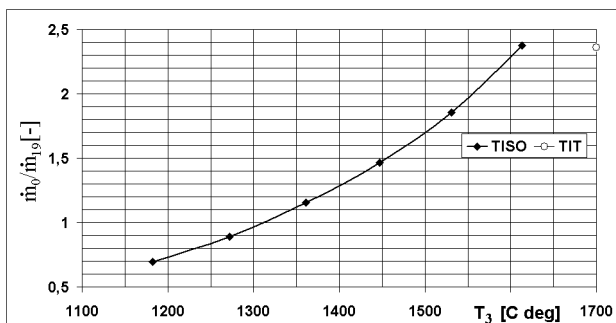
Rys. 3-7 do Rys. 3-10 przedstawiają zależność tychże strumieni energii w funkcji ciśnienia  $p_4$  dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury TIT  $1700^{\circ}\text{C}$  (bez chłodzenia).

Na Rys. 3-11 do Rys. 3-14 przedstawiono względne emisje szkodliwych związków dla bloku SGT-Łag. Emisje zarówno  $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{CO}_2$ , jak i popiołu maleją wraz ze wzrostem temperatury przed pierwszym stopniem turbiny parogazowej i wraz ze spadkiem ciśnienia za tą turbiną. Szczególnie interesujące wydaje się być porównanie emisji  $\text{CO}_2$ , gdzie dla najwyższej temperatury  $T_3$  emisja względna jest czterokrotnie mniejsza niż dla tradycyjnego bloku parowego opalanego węglem.

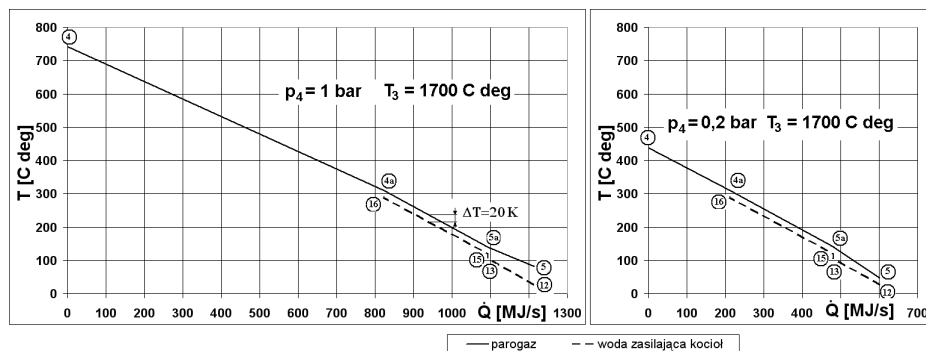
Strumień masy pary wodnej wtryskiwanej do komory spalania dla danej temperatury parogazu przed pierwszym stopniem turbiny parogazowej jest stały. Oznacza to, że dla danej temperatury  $T_{3C}$  i dla określonego sposobu chłodzenia łopatek turbiny, stały pozostaje też strumień masy powietrza zasysanego przez sprężarkę wlotową. Natomiast strumień masy parogazu wypływającego z turbiny parogazowej (punkt 4 na schemacie z Rys. 3-1) zależy jedynie od zakładanej temperatury przed pierwszym stopniem turbiny, czyli strumienia masy czynnika chłodzącego (Rys. 3-15). W szczególności nie istnieje tu zależność od ciśnienia za turbiną  $p_4$ . Zależność stosunku strumienia masy powietrza zasysanego przez sprężarkę wlotową do strumienia masy pary wodnej doprowadzanej do komory spalania przedstawiono na Rys. 3-16. Widać, że powyżej temperatury  $1320^{\circ}\text{C}$  strumień masy pary wodnej jest większy od strumienia masy powietrza.



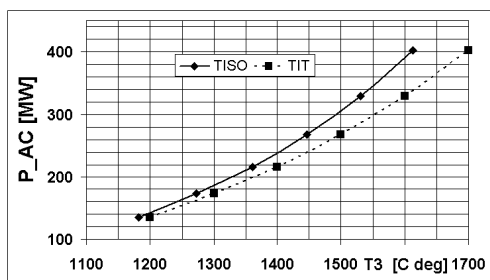
Rys. 3-15. Zależność stosunku strumienia masy pary wodnej doprowadzanej do komory spalania od temperatury  $T_3$  przed pierwszym stopniem turbiny parogazowej SGT-Łag,  $T_{3\_TIT} = 1700^{\circ}\text{C}$



Rys. 3-16. Stosunek strumienia masy powietrza zasysanego przez sprężarkę wlotową do strumienia masy pary wodnej doprowadzanej do komory spalania



Rys. 3-17. Zależność temperatury parogazu i wody zasilającej kocioł od strumienia ciepła przekazywanego w obydwu ekonomizerach



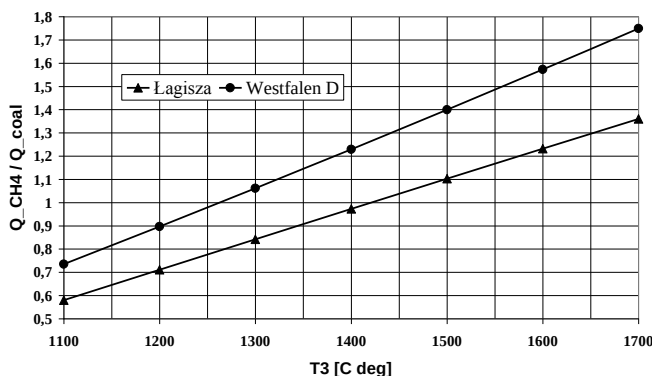
Rys. 3-18. Moc sprężarki powietrznej dla bloku SGT-Łag

Strumienie ciepła przekazywane w obydwu ekonomizerach EHE są takie same (ze względu na to, że kocioł węglowy i jego parametry pozostają bez zmian – taki sam strumień masy wody zasilającej kocioł i takie same ciśnienia i temperatury, przed i za obydwoma ekonomizerami). Jednakże ze względu na różne ciśnienia wylotowe z turbiny p<sub>4</sub> entalpie parogazu przed obydwoma wymiennikami różnią się również od siebie. Powoduje to, że wymienniki w obydwu przypadkach różnie pracują. Jest to wyraźnie widoczne na Rys. 3-17, gdzie szczególnie ekonomizer niskoprężny pracuje ze znacznie mniejszymi stratami egzergii, gdy ciśnienie za turbiną p<sub>4</sub> jest niższe. Jest to związane z tym, że w wymienniku niskoprężnym ze spalin wykrapla się woda. Końcowy fragment przemian z wykraplanie wody przebiega wówczas przy stałej temperaturze (ze względu na wykraplanie się wody). Zrozumiały jest więc tu 3-4% spadek sprawności dla układu bez sprężarki gazów odlotowych. W zasadzie powinniśmy spodziewać się większej różnicy sprawności dla układu ze sprężarką gazów odlotowych i bez tej sprężarki, ale dla ciśnienia za turbiną parogazową równego 1 bar strumień ciepła przekazywany w dodatkowym wymienniku wysokotemperaturowym HTHR jest równy około 650 MJ/s, a dla ciśnienia za turbiną parogazową równego 0,2 bar strumień ciepła przekazywany w wymienniku HTHR jest równy około 210 MJ/s. Ciepło to, jak wspomniano wcześniej, jest wykorzystywane

albo do przegrzania pary wodnej, albo do podgrzania powietrza przed komorą spalania i uwzględnia się je w obliczaniu sprawności układu DF-SGT.

Moc uzyskiwana w siłowni zależy głównie od temperatury spalin przed pierwszym stopniem turbiny parogazowej. Im wyższa temperatura  $T_3$ , tym więcej powietrza i paliwa należy doprowadzić do układu, aby zagospodarować całą dostępną ilość pary opuszczającej przegrzewacz wtórny kotła węglowego (Rys. 3-16). Moc turbiny parowej pozostaje niezmienna, wzrasta natomiast moc niezbędna do napędu sprężarki powietrznej (Rys. 3-18). Ze spadkiem ciśnienia wylotowego z turbiny  $p_4$  rośnie natomiast spadek entalpii w turbinie i moc w niej uzyskiwana. Tak więc moc siłowni zależy zarówno od ciśnienia  $p_4$ , jak i temperatury  $T_3$ .

Do siłowni dostarcza się zarówno paliwo gazowe, jak i węglowe. Proporcje obydwu dostarczanych rodzajów paliwa zwiększają się na korzyść paliwa gazowego wraz ze wzrostem temperatury spalania turbiny parogazowej. Im wyższa temperatura  $T_3$ , tym więcej gazu ziemnego dostarcza się do układu. Widoczne jest to wyraźnie na Rys. 3-19. W bloku SGT-Łąg równowagę między strumieniami energii chemicznej obydwu paliw osiąga się dla temperatury  $T_3$  równej około 1420°C.

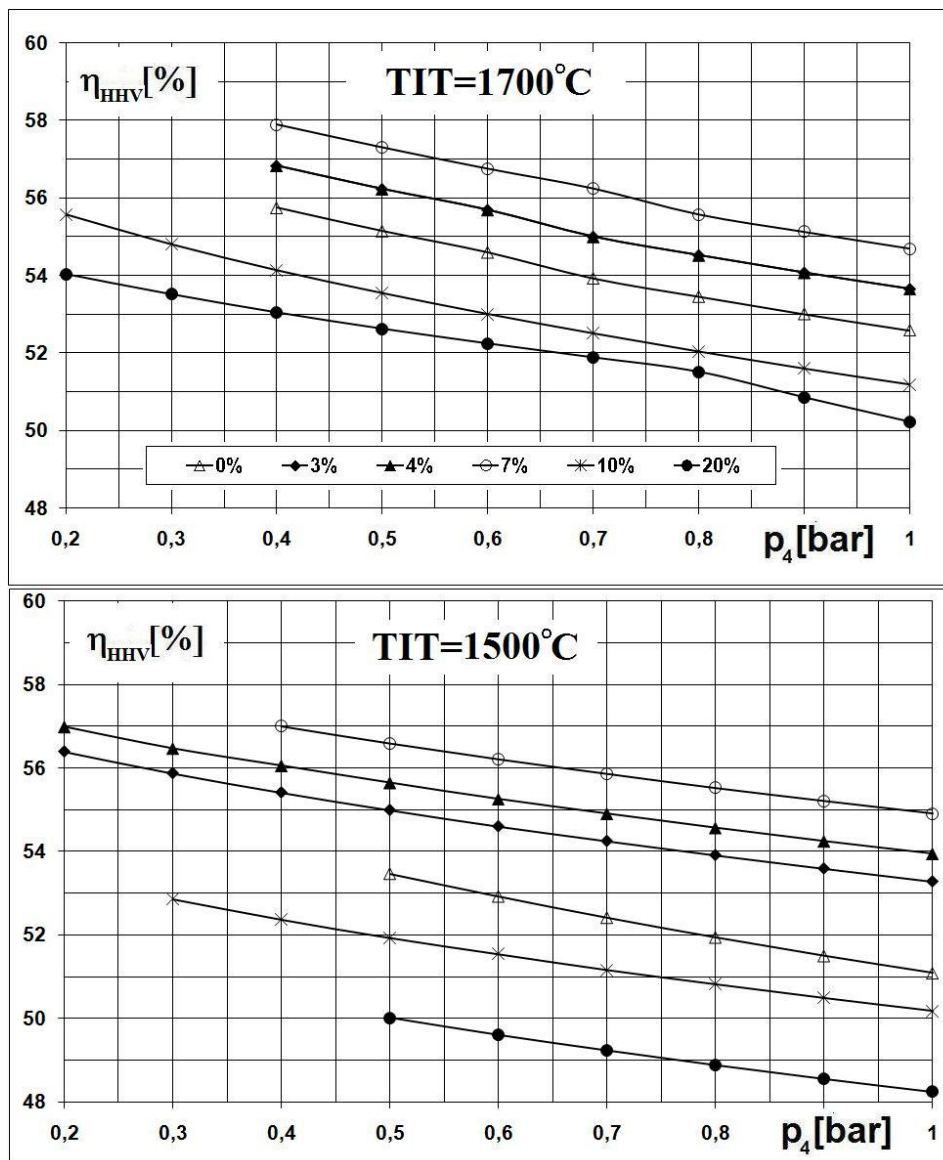


Rys. 3-19. Porównanie strumieni energii chemicznej paliwa gazowego i węglowego

Jednakże, jak wspomniano w układzie w wymienniku HTHR, pozostaje do zagospodarowania spora ilość wysokotemperaturowego ciepła (Rys. 3-7), wykorzystywanego w różny sposób bądź w systemie DF-SGT, bądź też na zewnątrz tego systemu (rozdział 3.4.1). W zależności od wybranego sposobu proporcje między strumieniami energii chemicznej obydwu rodzajów paliw będą się różniły od proporcji przedstawionych na Rys. 3-19.

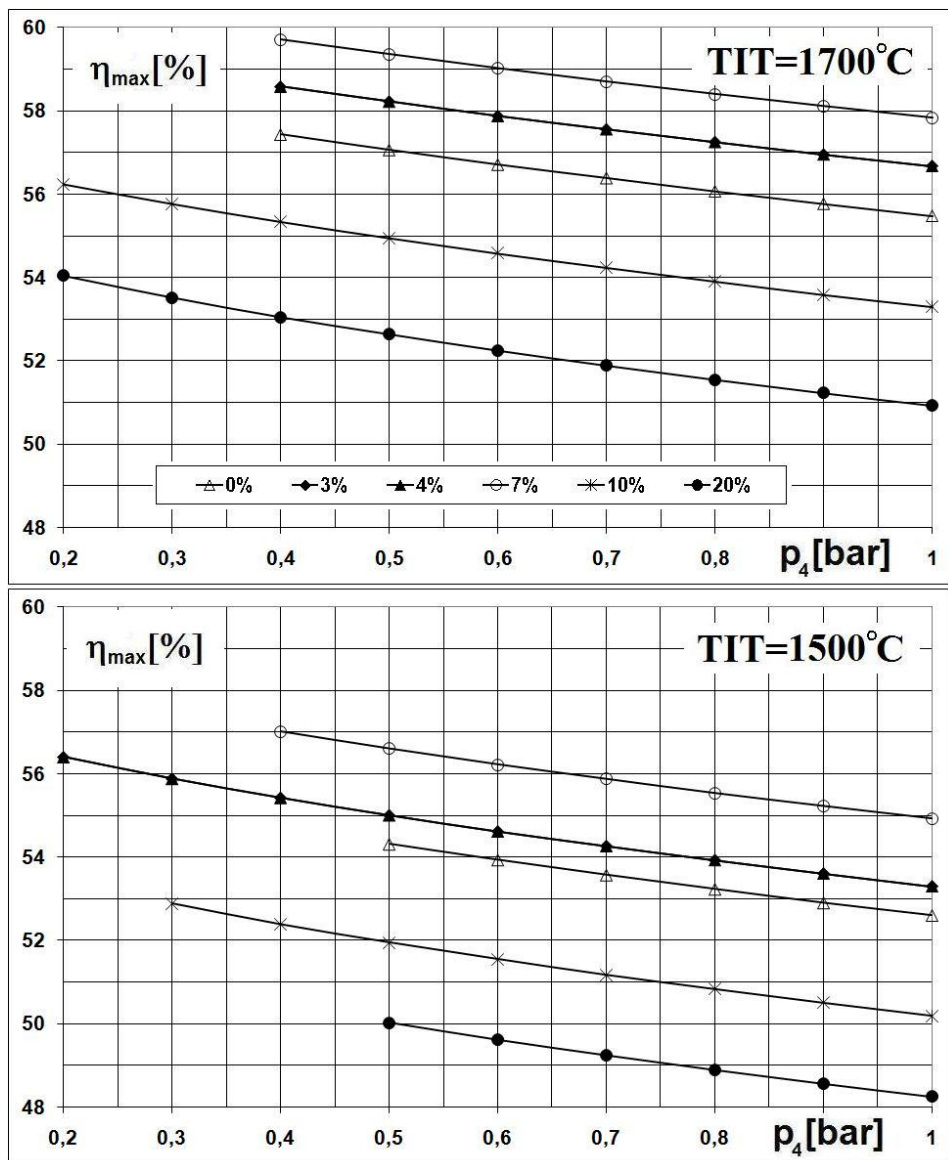
### 3.6. Wpływ temperatury TIT na osiągi systemu energetycznego

Sam proces spalania może być prowadzony albo w ten sposób, aby temperatura spalin opuszczających bezpośrednio komorę spalania wynosiła



Rys. 3-20. Sprawność HHV dla dwóch temperatur TIT 1700°C i 1500°C dla różnych udziałów masowych pary chłodzącej łopatkę w funkcji ciśnienia  $p_4$  za turbiną

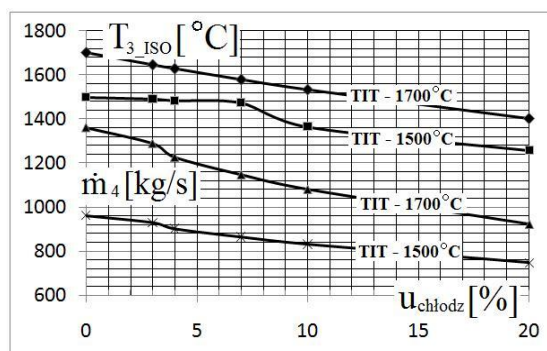




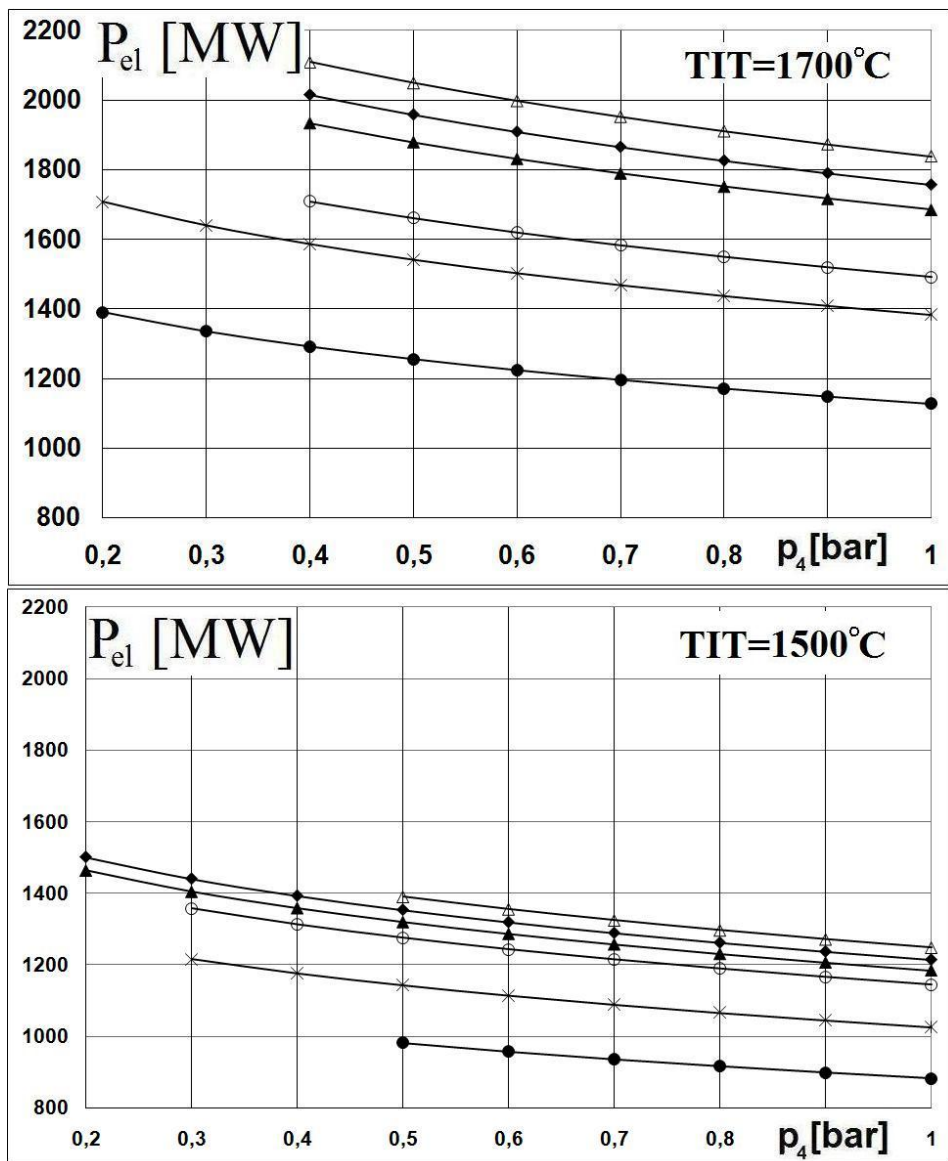
Rys. 3-21. Sprawność  $\eta_{\max}$  dla dwóch temperatur TIT 1700°C i 1500°C dla różnych udziałów masowych pary chłodzącej łopatkę w funkcji ciśnienia  $p_4$  za turbiną

1700°C lub np. 1500°C. Rysunki od Rys. 3-20 do Rys. 3-24 przedstawiają osiągi rozpatrywanego systemu energetycznego dla dwóch różnych temperatur TIT przed pierwszym stopniem turbiny. Rysunki na górze strony dotyczą temperatury  $T_{3\_TIT} = 1700^{\circ}\text{C}$ , a rysunki na dole – temperatury  $T_{3\_TIT} = 1500^{\circ}\text{C}$ .

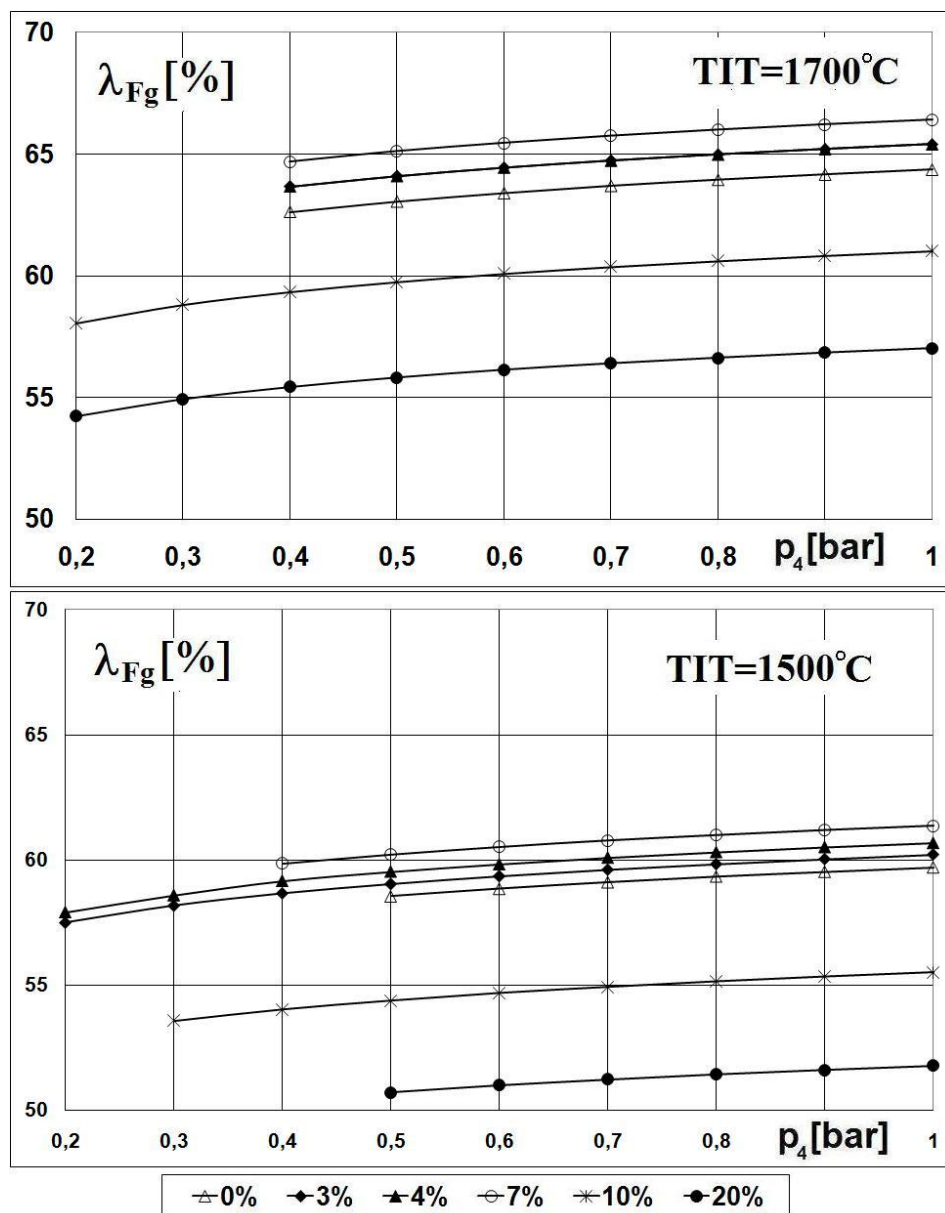
Na Rys. 3-20 i Rys. 3-21 wyraźnie uwidacznia się, że dla temperatury  $T_{3\_TIT} = 1700^{\circ}\text{C}$  wyższa jest zarówno sprawność odniesiona do górnej wartości opałowej, jak i sprawność maksymalna, przy obliczaniu której zakłada się, że ciepło odlotowe z turbiny parogazowej można całkowicie wykorzystać (nie wnikając dokładnie w sam sposób jego wykorzystania). Jest to spowodowane tym, że dla różnych temperatur  $T_{3\_TIT}$  przy takim samym udziale pary chłodzącej, różne są zarówno temperatury  $T_{3\_ISO}$ , jak i strumienie masy parogazu  $\dot{m}_4$ , co uwidoczniono na Rys. 3-22.



Rys. 3-22. Zależność temperatury  $T_{3\_TISO}$  oraz strumienia masy spalin od udziału masowego pary chłodzącej w parogazie dla dwóch różnych temperatur  $T_{3\_TIT}$



Rys. 3-23. Moc elektryczna systemu dla dwóch temperatur TIT 1700°C i 1500°C, dla różnych udziałów masowych pary chłodzącej łopatkę w funkcji ciśnienia  $p_4$  za turbiną



Rys. 3-24. Wykorzystywalność paliwa gazowego dla dwóch temperatur TIT 1700°C i 1500°C, dla różnych udziałów masowych pary chłodzącej łopatkę w funkcji ciśnienia  $p_4$  za turbiną

Wyższa temperatura  $T_{3\_TTT}$  to oczywiście dla takiego samego sumarycznego strumienia pary wodnej doprowadzanej do komory spalania i do chłodzenia łopatek różny strumień masy parogazu za turbiną  $\dot{m}_4$ . Skutkuje to również i zmianą wartości mocy elektrycznej  $P_{el}$  uzyskiwanej w systemie oraz wykorzystywalności paliwa  $\lambda_{Fg}$  (Rys. 3-24).

### **3.7. Wpływ udziału objętościowego tlenu w sprężanej mieszaninie powietrze/tlen przed komorą spalania na osiągi systemu energetycznego**

W pracy postanowiono przebadać, jak wpływa wzbogacenie w tlen powietrza sprężanego w części WP sprężarki na parametry pracy rozpatrywanego układu energetycznego. Podział sprężarki na dwie sekcje NP i WP z chłodzeniem międzysekcyjnym oraz chłodzeniem części NP, która dostarcza część wychłodzonego powietrza do ASU, powinien być dokonany odpowiednio do stosowanej technologii, np.  $\pi_{LP} \approx 5,5$  dla tlenu o czystości odpowiadającej warunkom hutniczym (świeżenie stali) i  $\pi_{LP} \approx 10$  dla tlenu o wysokiej czystości.

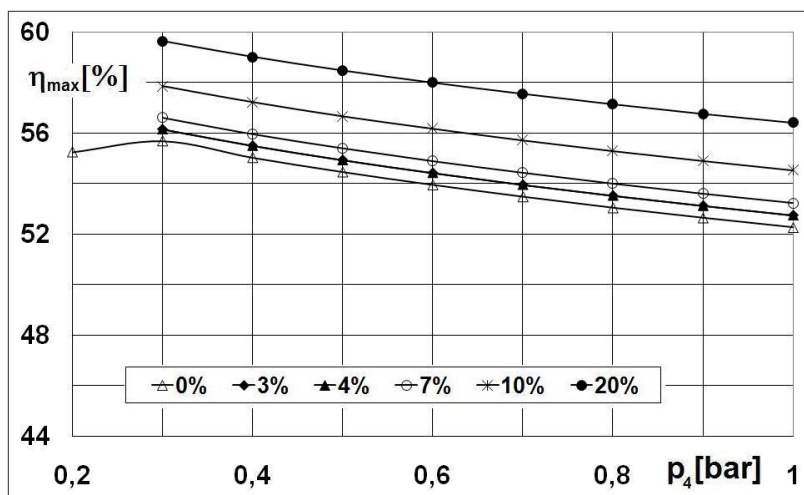
Zakłada się, że nakłady energetyczne niezbędne do wytworzenia 1 kg tlenu o wysokiej czystości są równe około 0.89 MJ/kg  $O_2$  (około 0.25 kWh na kg  $O_2$ ). Nakłady energetyczne na produkcję tlenu uwzględnia się w definicji sprawności układu. Powietrze zasysane przez sprężarkę WP wzbogaca się do zawartości 31, 41, 51, 61, 71, 81 i 91%  $O_2$ . Mieszanina ta jest następnie sprężana do maksymalnego ciśnienia w obiegu i doprowadzana do komory spalania turbiny parogazowej.

Rys. 3-25 do Rys. 3-32 przedstawiają zmienność sprawności, mocy i strumienia ciepła przekazywanego w wymienniku HTHR oraz emisji  $CO_2$ ,  $NO_x$  i  $SO_2$  dla różnych zawartości tlenu w mieszaninie zasysanej przez sprężarkę WP.

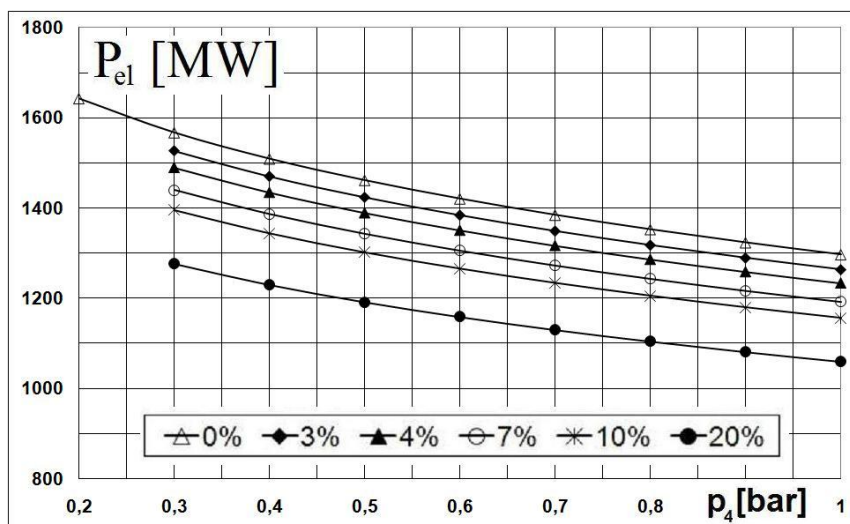
Sprawność maleje wraz ze wzrostem zawartości tlenu na wlocie do komory spalania, przy czym związane jest to z nakładami energetycznymi na produkcję tlenu. Czym większa zawartość tlenu w mieszaninie doprowadzanej do komory spalania z za sprężarki wlotowej, tym mniejsze znaczenie ma procentowy udział pary wodnej chłodzącej łopatki, gdyż i tak nakłady na produkcję dodatkowej ilości tlenu mają tu decydujące znaczenie.

Mniejsza zawartość tlenu w mieszaninie doprowadzanej do komory spalania z za sprężarki wlotowej to oczywiście i mniejszy strumień masy spalin, co oznacza, że obiegi z większą zawartością tlenu pozwalają na uzyskanie mniejszej mocy niż obiegi z mniejszą zawartością tlenu (Rys. 3-26). Podobnie jest ze strumieniem ciepła przekazywanego w wymienniku wysokotemperaturowym HTHR albo też w wymienniku parogaz-powietrze. W wymienniku „parogaz-woda zasilająca kocioł” dla większych ciśnień turbiną parogazową  $p_4$  osiąga się

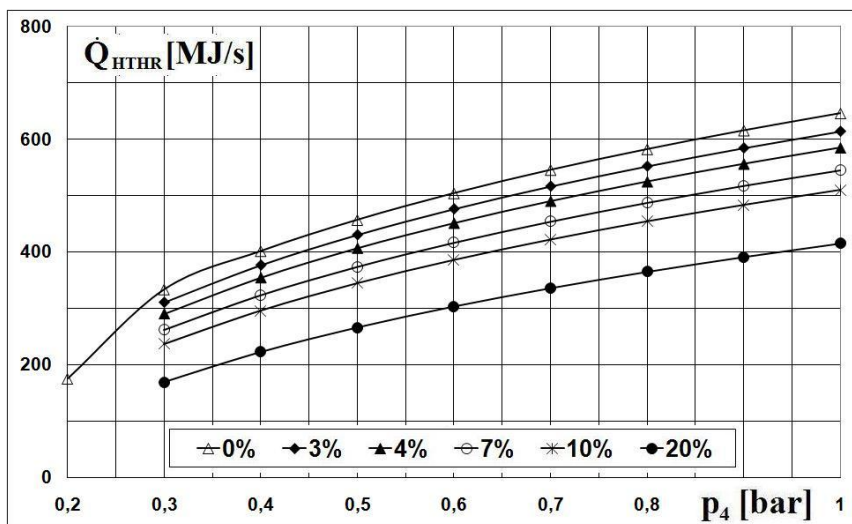
stan, w którym nie można odebrać większego strumienia ciepła. Wówczas wartość tego strumienia ciepła dla danego udziału pary chłodzącej jest stała.



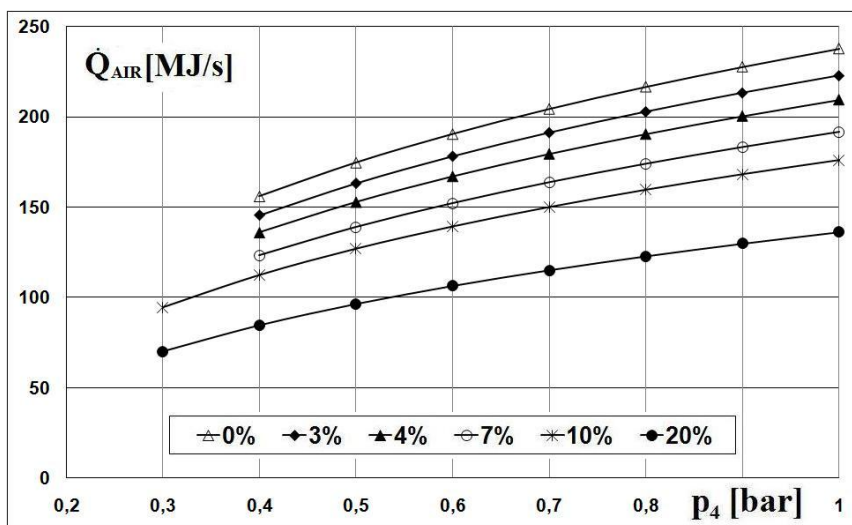
Rys. 3-25. Sprawność  $\eta_{\max}$  dla bloku SGT-Lag dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze / tlen przed komorą spalania równej 31%,  $T_{3\_TIT} = 1700^\circ\text{C}$



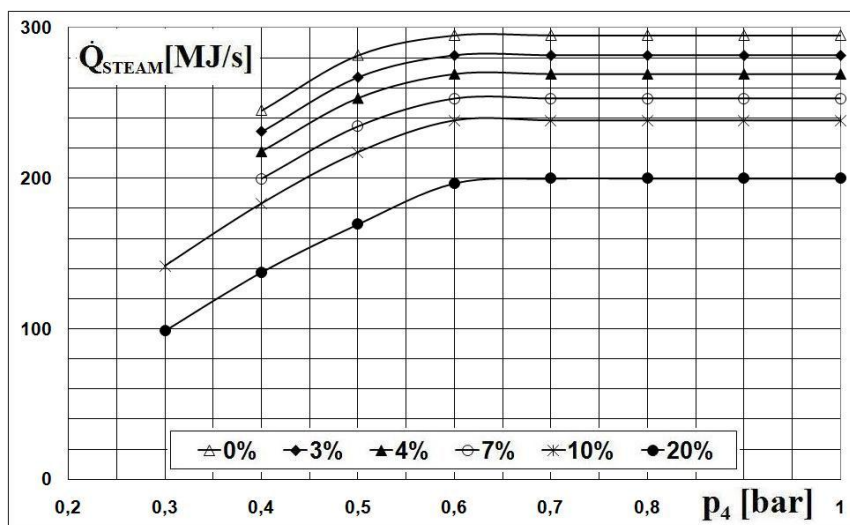
Rys. 3-26. Moc elektryczna dla bloku SGT-Lag dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze /  $\text{O}_2$  przed komorą spalania równej 31%,  $T_{3\_TIT} = 1700^\circ\text{C}$



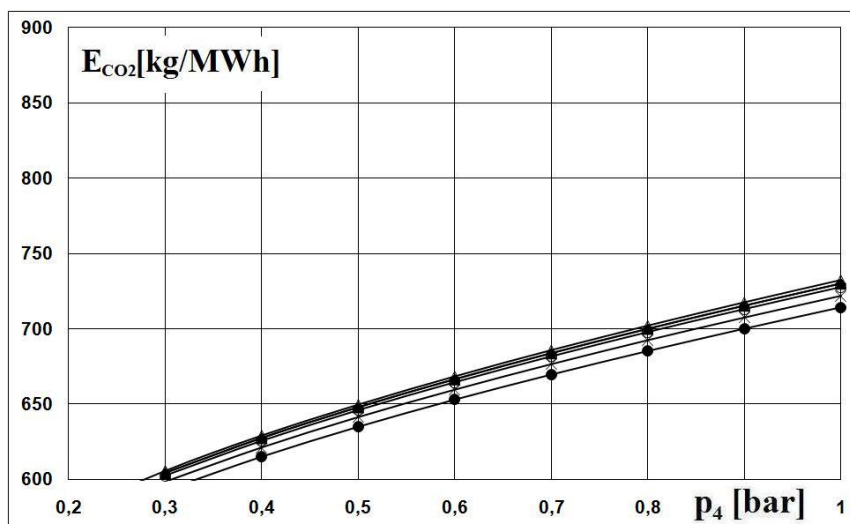
Rys. 3-27. Strumień ciepła wysokotemperaturowego odprowadzany w wymienniku HTHR dla bloku SGT-Łag dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze /  $O_2$  przed komorą spalania równej 31%,  $T_{3\_TIT} = 1700^\circ C$



Rys. 3-28. Strumień ciepła wysokotemperaturowego odprowadzany w wymienniku parogaz-powietrze dla bloku SGT-Łag dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze /  $O_2$  przed komorą spalania równej 31%,  $T_{3\_TIT} = 1700^\circ C$

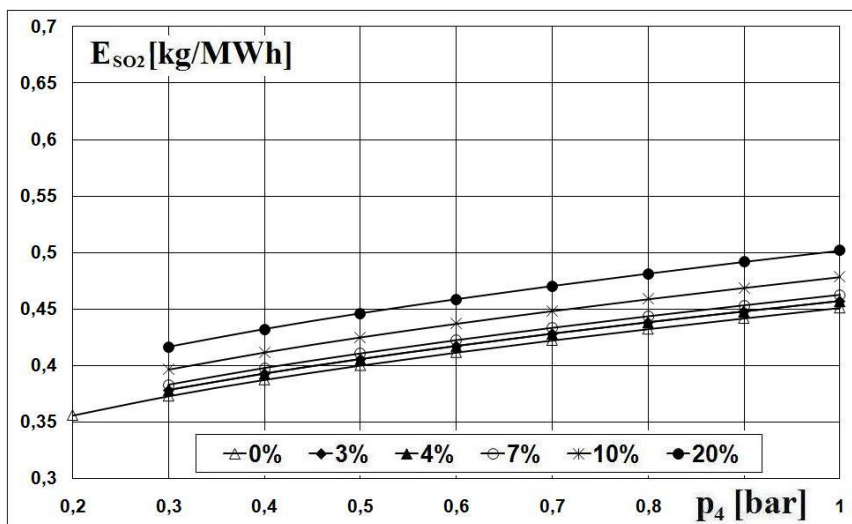


Rys. 3-29. Strumień ciepła wysokotemperaturowego odprowadzany w wymienniku (parogaz-woda zasilająca kocioł) dla bloku SGT-Łąg dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze/ $O_2$  przed komorą spalania równej 31%,  $T_{3\_TIT} = 1700^\circ C$

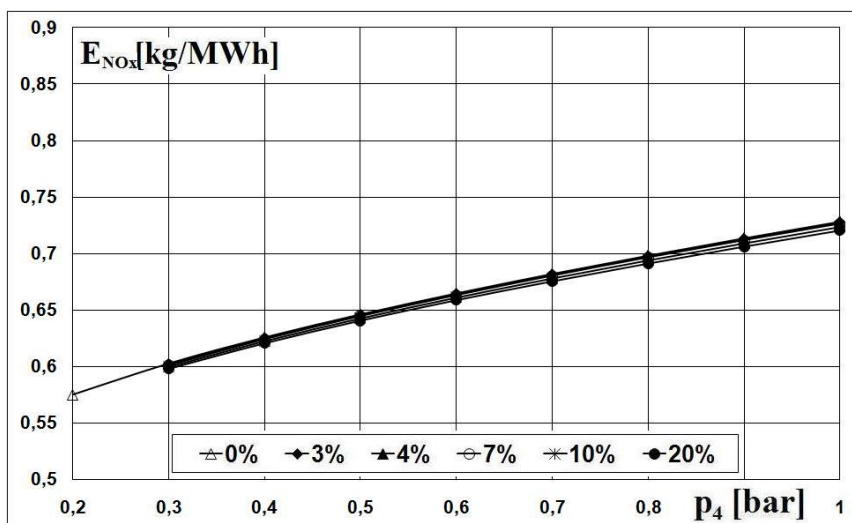


Rys. 3-30. Względna emisja  $CO_2$  dla bloku SGT-Łąg dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze/ $O_2$  przed komorą spalania równej 31%,  $T_{3\_TIT} = 1700^\circ C$





Rys. 3-31. Względna emisja  $\text{SO}_2$  dla bloku SGT-Łąg dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze/ $\text{O}_2$  przed komorą spalania równej 31%,  $T_{3\_TIT} = 1700^\circ\text{C}$

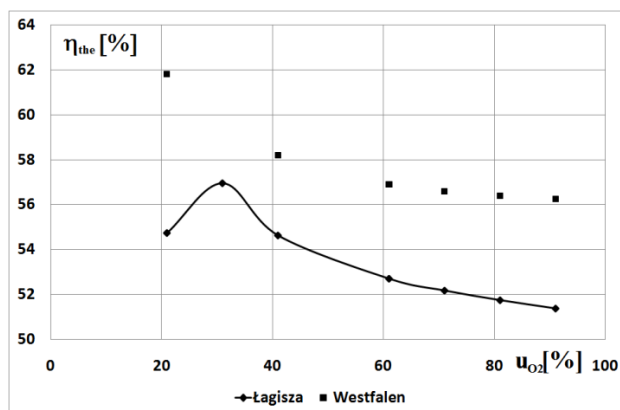


Rys. 3-32. Względna emisja  $\text{NO}_x$  dla bloku SGT-Łąg dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze/ $\text{O}_2$  przed komorą spalania równej 31%,  $T_{3\_TIT} = 1700^\circ\text{C}$

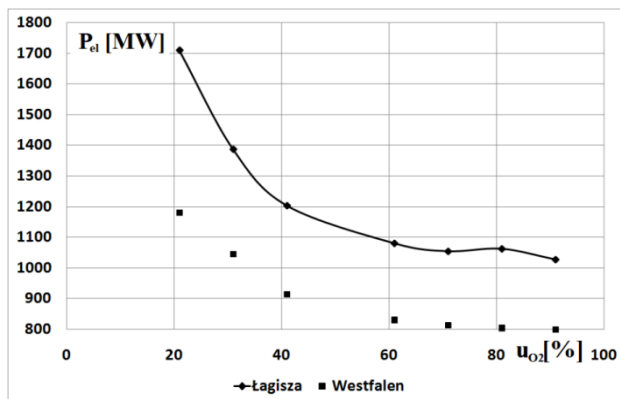
Emisje względne  $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_x$  i  $\text{SO}_2$  rosną wraz ze wzrostem zawartości tlenu. Mniejsze ciśnienia za turbiną to oczywiście wyższa sprawność obiegu i w związku z tym mniejsze emisje szkodliwych związków do atmosfery. Na emisję  $\text{NO}_x$  nie wpływa znacząco udział pary chłodzącej łopaty turbiny.

### 3.8. Porównanie sprawności i mocy bloków SGT-Łąg i SGT-West

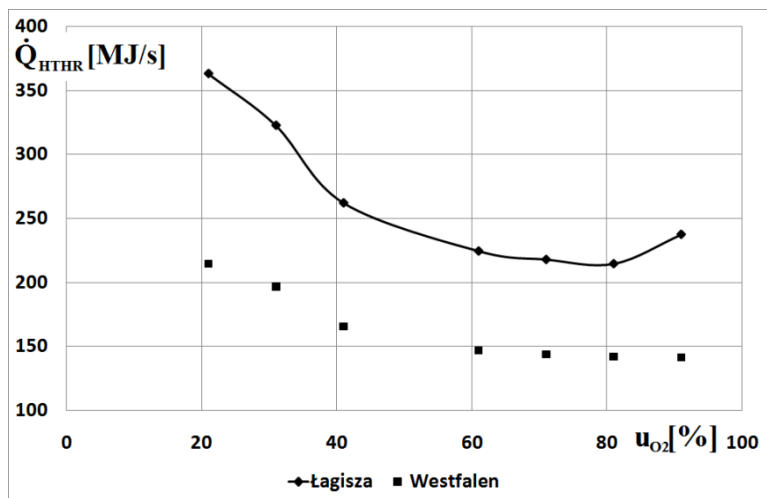
Obydwa rozpatrywane systemy SGT-Łąg i SGT-West różnią się przede wszystkim ciśnieniem pary wtórnie przegrzanej, które to ciśnienie dla SGT-Łąg jest równe 48 bar a dla SGT-West 61.1 bar. Temperatura pary wtórnie przegrzanej dla SGT-West jest równa 620°C, a dla SGT-Łąg temperaturę tę podniesiono do 650°C (patrz punkt 3.4.3).



Rys. 3-33. Sprawności siłowni SGT-Łąg i SGT-West w funkcji udziału tlenu w mieszaninie doprowadzanej do komory spalania ( $T_{3\_TIT} = 1700^\circ\text{C}$ ,  $u_{ch} = 7\%$ ,  $p_4 = 0,4$  bar)



Rys. 3-34. Zależność mocy siłowni SGT-Łąg i SGT-West od udziału tlenu w mieszaninie doprowadzanej do komory spalania ( $T_{3\_TIT} = 1700^\circ\text{C}$ ,  $u_{ch} = 7\%$ ,  $p_4 = 0,4$  bar)



Rys. 3-35. Strumień ciepła przekazywany w wymiennikach wysokotemperaturowych siłowni SGT-Łąg i SGT-West w funkcji udziału tlenu w mieszaninie doprowadzanej do komory spalania ( $T_{3\_TIT} = 1700^\circ\text{C}$ ,  $u_{ch} = 7\%$ ,  $p_4 = 0,4$  bar)

Można się spodziewać, że ta nieco wyższa temperatura pary wodnej doprowadzanej do komory spalania będzie skutkować nieco wyższą sprawnością całego układu. Potwierdzenie tego można znaleźć na Rys. 3-33, ale różnica sprawności obydwu bloków nie przekracza 1%.

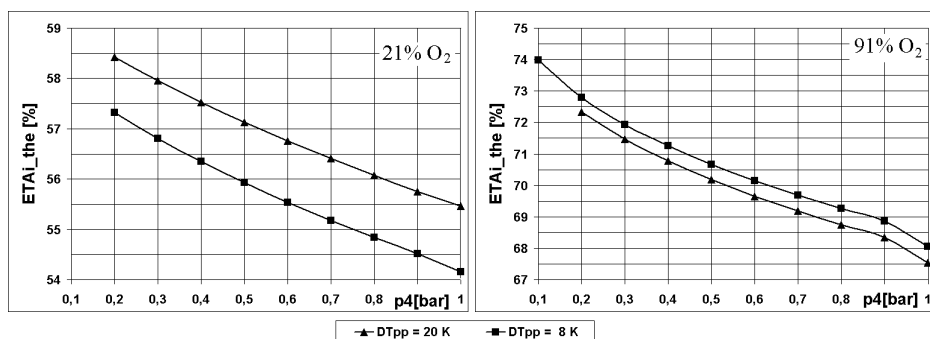
Moce obiegu DF-SGT siłowni Łagisza i Westfalen D różnią się od siebie (Rys. 3-34). Jest to spowodowane przede wszystkim różnymi strumieniami masy pary świeżej dochodzącej do części WP turbin parowych, gdyż spadki entalpii w obydwu turbinach mimo różnych parametrów wlotowych i wylotowych są zbliżone do siebie. Dlatego też, obiektywnym wskaźnikiem w tym przypadku będzie moc odniesiona do strumienia masy parogazu przepływającego przez turbinę parogazową.

### 3.9. Badanie wpływu minimalnej różnicy temperatur w wymiennikach do podgrzewu wody zasilającej kocioł węglowy

Obliczenia mające na celu przebadanie wpływu minimalnej różnicy temperatur w wymiennikach do podgrzewu wody zasilającej kocioł węglowy  $\Delta T_{min}$  postanowiono przeprowadzić dla temperatury  $T_3 = 1613^\circ\text{C}$  (TISO, TIT =  $1700^\circ\text{C}$ ) oraz dla dwóch różnych zawartości tlenu w mieszaninie zasysanej przez sprężarkę wlotową – 21% i 91% oraz dla dwóch różnych wartości  $\Delta T_{min} = 8$  K i  $\Delta T_{min} = 20$  K.

Rys. 3-36 przedstawia zmienność sprawności termicznej układu dla temperatury  $T_3 = 1613^\circ\text{C}$  (TISO) dla zawartości tlenu w mieszaninie sprężanej

przez sprężarkę przed komorą spalania równych 21% oraz 91% oraz dla minimalnej różnicy temperatur w wymiennikach do podgrzewu wody zasilającej kocioł węglowy  $\Delta T_{\min} = 8^{\circ}\text{C}$  i  $20^{\circ}\text{C}$ . Dla mniejszej zawartości tlenu różnica sprawności dla różnych  $\Delta T_{\min}$  wynosi około 1% a dla większej około 0.5%.

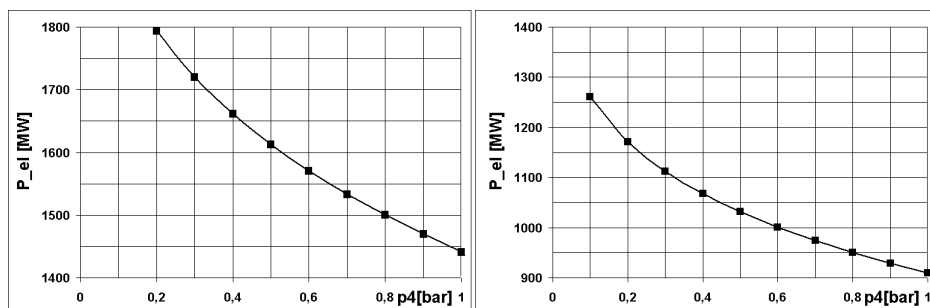


Rys. 3-36. Sprawność termiczna  $\eta_{\text{the}}$  bloku SGT-Lag dla temperatury  $T_3 = 1613^{\circ}\text{C}$  (TISO), dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze/ $\text{O}_2$  równych 21% oraz 91% oraz dla minimalnej różnicy temperatur w wymiennikach do podgrzewu wody zasilającej kocioł węglowy  $\Delta T_{\min} = 8 \text{ K}$  i  $20 \text{ K}$

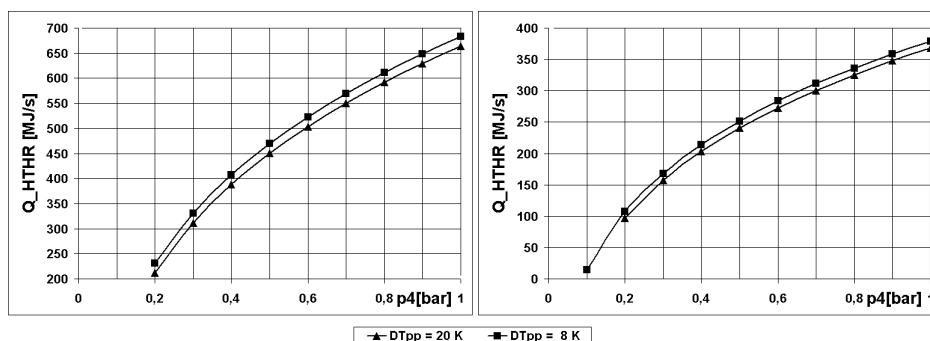
Moc elektryczna nie zależy od minimalnej różnicy temperatur w wymiennikach do podgrzewu wody zasilającej kocioł węglowy. Zarówno dla  $\Delta T_{\min} = 8^{\circ}\text{C}$ , jak i  $\Delta T_{\min} = 20^{\circ}\text{C}$  obydwa wykresy pokrywają się ze sobą (Rys. 3-37). Jest to zupełnie zrozumiałe, gdyż parametry pary wodnej produkowanej w kotle wodnym pozostają takie same. Takie same pozostają też wymiary turbiny parogazowej, które są dostosowywane do dostarczanej do jej komory spalania pary wodnej.

Podobnie przedstawiają się emisje poszczególnych szkodliwych substancji, gdyż nie zależą one od minimalnej różnicy temperatur w wymiennikach do podgrzewu wody zasilającej kocioł węglowy.

Od minimalnej różnicy temperatur w wymiennikach do podgrzewu wody zasilającej kocioł węglowy zależy natomiast strumień ciepła wysokotemperaturowego odprowadzany w wymienniku HTHR. Jest to wyraźnie widoczne na Rys. 3-38.



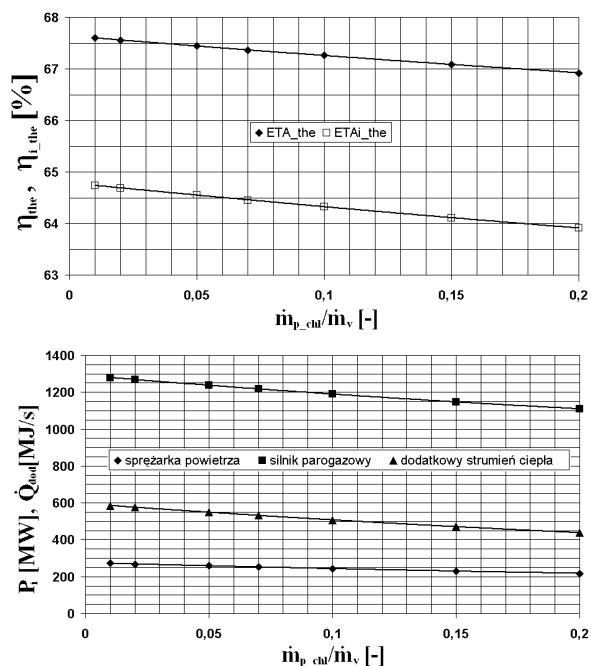
Rys. 3-37. Moc elektryczna netto  $P_{el}$  SGT-Łag dla temperatury  $T_3 = 1613^\circ\text{C}$  (TISO), dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze/ $\text{O}_2$  równych 21% oraz 91% oraz dla minimalnej różnicy temperatur w wymiennikach do podgrzewu wody zasilającej kocioł węglowy  $\Delta T_{\min} = 8^\circ\text{C}$  i  $20^\circ\text{C}$



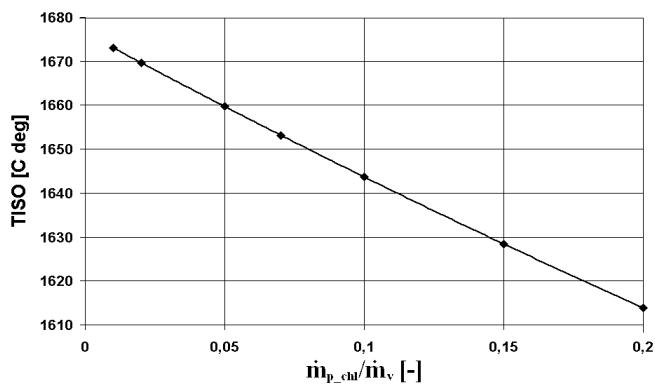
Rys. 3-38. Strumień ciepła wysokotemperaturowego odprowadzany w wymienniku HTHR bloku SGT-Łag dla temperatury  $T_3 = 1613^\circ\text{C}$  (TISO), dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze/ $\text{O}_2$  równych 21% oraz 91% oraz dla minimalnej różnicy temperatur w wymiennikach do podgrzewu wody zasilającej kocioł węglowy  $\Delta T_{\min} = 8^\circ\text{C}$  i  $20^\circ\text{C}$

### 3.9.1. Badanie wrażliwości modelu na intensywność chłodzenia układu łopatkowego

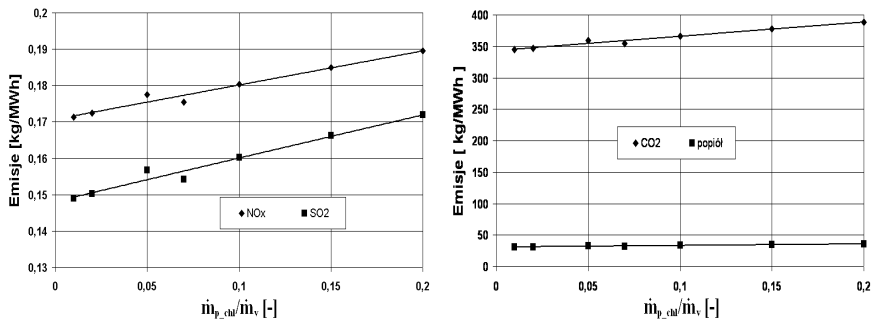
Postanowiono sprawdzić, jak sposób chłodzenia (a konkretnie ilość czynnika chłodzącego łopatki) wpływa na osiągi rozpatrywanego układu energetycznego. W tym celu strumień masy chłodzącej pary wodnej (chłodziwa) zmieniał się w zakresie od 2 do 20% strumienia masy zasysanego przez sprężarkę wlotową powietrza. Obliczenia przeprowadzono dla temperatury  $T_3 = 1700^\circ\text{C}$  i ciśnienia  $p_4 = 1$  bar.



Rys. 3-39. Efektywna sprawność termiczna  $\eta_{the}$ , sprawność termiczna netto  $\eta_{the\_netto}$  oraz moce silnika parogazowego, sprężarki powietrznej a także dodatkowy strumień ciepła możliwy do wykorzystania w wymienniku HTHR dla temperatury  $T_3 = 1700^\circ\text{C}$  i ciśnienia  $p_4 = 1$  bar w funkcji względnego strumienia masy czynnika chłodzącego



Rys. 3-40. Zależność obliczeniowej temperatury przed pierwszym stopniem turbiny od względnego strumienia masy czynnika chłodzącego



Rys. 3-41. Emisje szkodliwych związków w funkcji względnego strumienia masy czynnika chłodzącego

Na Rys. 3-39 można zauważyć, że zwiększenie strumienia masy czynnika chłodzącego zmniejsza zarówno sprawności układu, jak i moce oraz strumień ciepła przekazywanego w wymienniku HTHR. Wynika to stąd, że w modelu zwiększenie strumienia masy czynnika chłodzącego obniża obliczeniową temperaturę wlotową przed pierwszym stopniem turbiny parogazowej (Rys. 3-40).

Emisje względne szkodliwych związków rosną wraz ze wzrostem strumienia masy czynnika chłodzącego, co uwidoczniło na Rys. 3-41.

### 3.10. Wykorzystanie wysokotemperaturowego ciepła $\dot{Q}_{HTHR}$ dla zwiększenia efektywności wykorzystania paliwa w systemach DF-SGT

Wzbogacenie sprężonego powietrza w tlen – jak wskazują wyniki obliczeń przedstawione w rozdz. 3.7 – powiększa jednostkowy wtrysk pary wodnej do komory spalania oraz temperaturę parogazu na wylocie turbiny w porównaniu ze spalaniem w „czystym” powietrzu i przy tych samych warunkach ekspansji parogazu w turbinie (temperatura i ciśnienie przed i za turbiną). Przy ciśnieniu wylotowym turbiny, zbliżonym do ciśnienia atmosferycznego ( $p_4 \approx p_{atm}$ ), temperatura i entalpia parogazu osiągają łącznie z mocą cieplną  $\dot{Q}_{HTHR}$  wartości maksymalne (patrz Rys. 3-25 do Rys. 3-34).

Pełne wykorzystanie tego ciepła odlotowego w systemie DF-SGT usprawiedliwia posługiwanie się w analizie termodynamicznej definicją termicznej sprawności efektywnej  $\eta_{the}$  (np. [111]) lub jej odwrotnością, czyli jednostkowym zużyciem ciepła HR o wymiarze kJ ciepła/kJ pracy lub najczęściej stosowaną w praktyce jednostką kJ/kWh.

Wyznaczenie natomiast ogólnej sprawności termicznej netto  $\eta_{tho}$  wymaga już szczegółowego rozdysponowania ciepła  $\dot{Q}_{HTHR}$  na podsystemy: wodno-parowy i gazowo-parowy, dla szczegółowego określenia doprowadzanej do

systemu energii chemicznej paliw ( $\dot{E}_C$  i  $\dot{E}_G$ ) przy uwzględnieniu zmian sprawności kotła  $\eta_B$  i zużycia mocy na napędy pomocnicze  $P_{ax}$ . Późniejsze wprowadzenie szczegółowych ulepszeń w analizowanym systemie energetycznym, prowadzących do zmian w relacjach jakościowych i ilościowych zużywanych paliw (węgiel, biomasa, metan, gaz ziemny, gaz z tlenowego zgazowania węgla, itp.), jak również związanych z nimi sprawności poszczególnych elementów systemu (kocioł, sprężarki, tlenownia, napędy pomocnicze, itp.) winno być uwzględniane zarówno w ostatecznych wartościach termicznej sprawności efektywnej, jak i termicznej sprawności ogólnej netto.

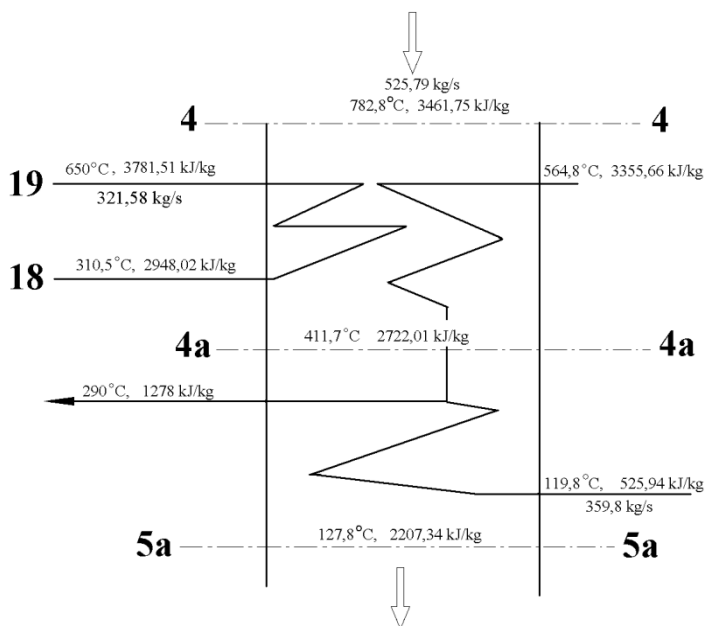
**Wykorzystanie wysokotemperaturowego ciepła wewnątrz systemu,** a szczególnie do:

- zwiększenia mocy w obiegu parowym poprzez generowanie dodatkowej pary świeżej dla części WP turbiny parowej (przegrzanie wtórne może następować w kotle węglowym lub w wymienniku HTHR), Rys. 3-42;
- podgrzewu powietrza (mieszaniny powietrza z tlenem) łącznie z prze-grzaniem wtórnym pary do wtrysku (przeniesienie prze-grzania wtórnego z kotła do HTHR), Rys. 3-43;
- podgrzanie azotu z tlenowego spalania paliw przed turbiną kompandera systemu separacji i składowania  $CO_2$  (opis w rozdz. 3.8.1 pod Rys. 3-44).

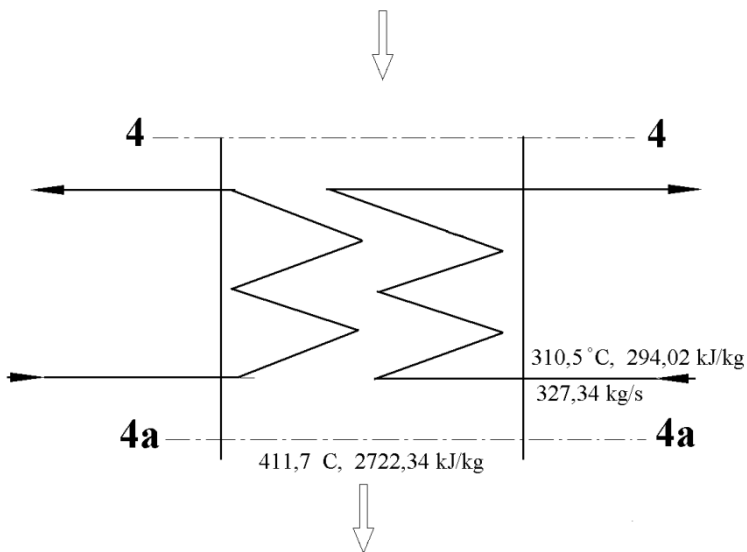
**Wykorzystanie ciepła  $\dot{Q}_{HTHR}$  z zewnątrz systemu, a szczególnie do:**

- sprzężenia z siłownią nuklearną z ciśnieniowym reaktorem jądrowym (PWR) dla prze-grzania pary świeżej doprowadzanej do części WP kondensacyjnej turbiny parowej (opis w rozdz. 3.10.2.1 pod Rys. 3-46);
- sprzężenia z instalacją produkcji wodoru (wykorzystanie ciepła wysoko-temperaturowego do reformingu metan – para wodna;
- sprzężenia z instalacją zgazowania węgla poprzez system separacji powietrza (ASU).





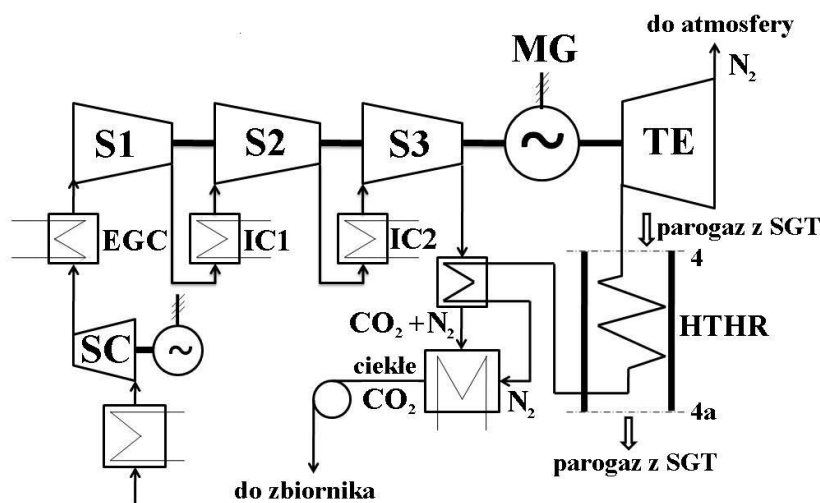
Rys. 3-42. Wysokotemperaturowy wymiennik ciepła HTHR jako odzysknicowa wytwarzająca parę świeżą i ewentualnie wtórnie przegrzanej



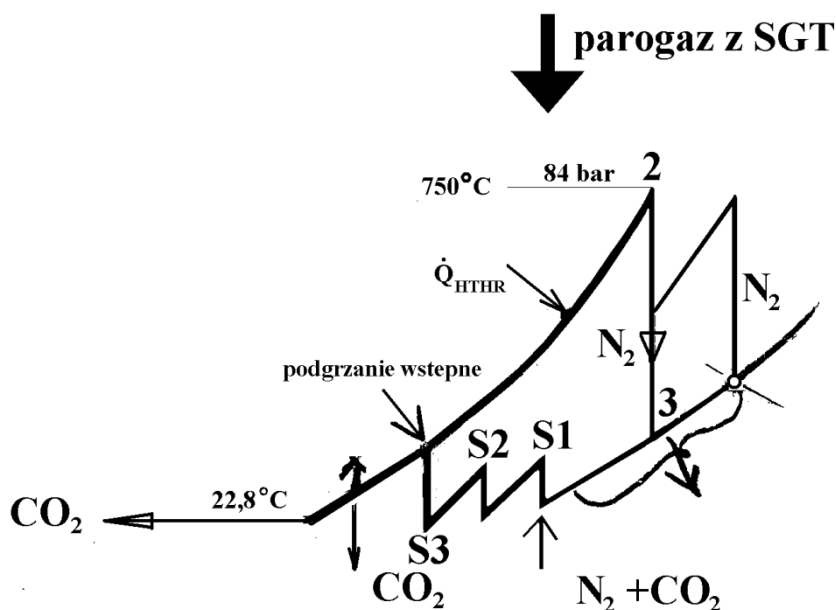
Rys. 3-43. Podgrzanie sprężonego powietrza przed komorą spalania i przegrzanie wtórne pary dla wtłoku do komory spalania

### 3.10.1. Sekwestracja i magazynowanie CO<sub>2</sub> z odlotowych gazów spalinowych przy wykorzystaniu ciepła wysokotemperaturowego w systemie DF-SGT i kompandera (zespół sprężający CO<sub>2</sub> + N<sub>2</sub>, turbina ekspansyjna N<sub>2</sub> i motor-generator) w celu zmniejszenia zapotrzebowania mocy na sprężanie gazów spalinowych

Schemat takiego sposobu usuwania CO<sub>2</sub> z gazów spalinowych łącznie z transportem do miejsca składowania pokazano na Rys. 3-44 w nawiązaniu (jako przykład) do systemu SGT. Składający się głównie z dwutlenku węgla i azotu, schłodzony do możliwie niskiej temperatury, gaz odlotowy z chłodnicy EGC (Rys. 3-44), jest sprężany w wielosekcyjnej sprężarce kompandera do ciśnienia zapewniającego skroplenie CO<sub>2</sub> ( $p_K = 7,39$  MPa,  $t_K = 304,19$  K). W chłodnicy końcowej – kondensatorze następuje oddzielenie azotu i resztek innych nieskrapających się w tych warunkach gazów, a ciekłe CO<sub>2</sub> jest przepompowywane pompą (również w zespole kompandera) do miejsca składowania lub użytku (ciśnienie końcowe 120 bar). Azot natomiast, po wstępnym podgrzaniu ciepłem kompresji mieszaniny CO<sub>2</sub> + N<sub>2</sub> w ostatniej (S3) sekcji sprężarki, osiąga maksymalną, dopuszczalną względami wytrzymałościowymi temperaturę  $T_2$  przed turbiną ekspansyjną, stanowiącą główny napęd zespołu sprężarkowego (motor-generator kompandera służy do uzupełnienia mocy napędowej). Moc rozwijana przez turbinę N<sub>2</sub> zależy od temperatury  $T_2$  i strumienia masy azotu (patrz obliczenia i rysunki poniżej).



Rys. 3-44. Schemat ideowy separacji CO<sub>2</sub> z gazów odlotowych SGT



Rys. 3-45. Obieg porównawczy

Obliczenia przeprowadzono dla  $T_0 = 20^\circ\text{C}$  (293,15 K) równej temperaturze w skraplaczu  $\text{CO}_2$  i na wylocie z chłodnic międzysekcyjnych. Strumień ciepła i parametry czynnika do dyspozycji w HTHR:  $\dot{Q}_{\text{HTHR}} = 388,9 \text{ MJ/s}$ ,  $T_{\text{max}} = 782,8^\circ\text{C}$ ,  $h = 3461,75 \text{ kJ/kg}$ ,  $p = 1 \text{ bar}$ . Skład molowy gazu odlotowego: 66,03%  $\text{CO}_2$ , 32,08%  $\text{N}_2$ , 1,89%  $\text{H}_2\text{O}$ , 0%  $\text{O}_2$  oraz strumień masy gazu odlotowego 106,35 kg/s. Tak więc po przeliczeniu udziału molowego:  $\dot{m}_{\text{N}_2} = 34,12 \text{ kg/s}$ ,  $\dot{m}_{\text{CO}_2} = 70,22 \text{ kg/s}$ ,  $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = 2,012 \text{ kg/s}$ .

Moc jednostkowa zespołu sprężarkowego przy założeniu stałej wartości sprężu we wszystkich sekcjach ( $\pi = 4,4$ ):

$$\bar{a}_{\text{ic}} = j \cdot RT_0 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ \pi_C^{\frac{1}{\eta_{\text{PC}} \kappa}} - 1 \right] = 905,7 \text{ kJ/kg}, \quad P_{\text{ic}} = \dot{m} \cdot \bar{a}_{\text{ic}} = 43,24 \text{ MW}.$$

Natomiast moc turbiny ekspansyjnej  $\text{N}_2$  jest równa:

$$\bar{a}_{\text{it}} = j \cdot RT_2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ 1 - \pi_C^{-\frac{1}{\eta_{\text{PC}} \kappa}} \right] = 774,55 \text{ kJ/kg}, \quad P_{\text{it}} = \dot{m} \cdot \bar{a}_{\text{it}} = 26,43 \text{ MW}.$$

Co oznacza, że niezbędna moc silnika generatora jest równa  $-16,81 \text{ MW}$ .

Dla zmniejszenia potrzebnej mocy elektrycznej można wykorzystać część azotu z tlenowni (ASU) i wówczas dla takiej samej ilości azotu z tlenowni, jak i udziału azotu w spalinach, moc elektryczna zmniejsza się do 9,63 MW.

### 3.10.2. Wykorzystanie wysokotemperaturowego ciepła odlotowego z bloku SGT-Łag 460, łączonego z różnymi systemami energetycznymi

#### 3.10.2.1. Sprzężenie z siłownią nuklearną

Sprzężenie to oferuje: radykalne zmniejszenie emisji gazów cieplarnianych do atmosfery, oszczędne użycie paliw kopalnych i bardzo dużą moc tak powstałego kompleksu energetycznego.



Rys. 3-46. Siłownia nuklearna typu WWER1000

1 – reaktor; 2 – chłodzenie pierwotne; 3 – pompa chłodziwa reaktora; 4 – sprężarka; 5 – generator pary; 6 – suwnica; 7 – zbiornik zużytego paliwa; 8 – mechanizm uzupełniania paliwa; 9 – zapasowy zbiornik chłodziwa reaktora; 10 – zbiornik; 11 – komin wentylacyjny; 12 – zapasowy układ chłodzenia reaktora; 13 – budynek generatorów napędzanych silnikami diesla; 14 – budynek maszynowni (z turbiną); 15 – zbiornik wody zasilającej wytwornicę pary; 16 – rurociągi pary świeżej; 17 – turbina WP; 18 – turbiny NP; 19 – generator; 20 – wzбудnica; 21 – separator pary; 22 – kondensatory; 23 – wymiennik ciepła; 24 – rurociągi wody chłodzącej; 25 – budynek pomp wody chłodzącej; 26 – pompy wody chłodzącej; 27 – chłodnia kominowa; 28 – wyjście generatora; 29 – transformator; 30 – przyłączenie do sieci; 31 – zbiornik kondensatu

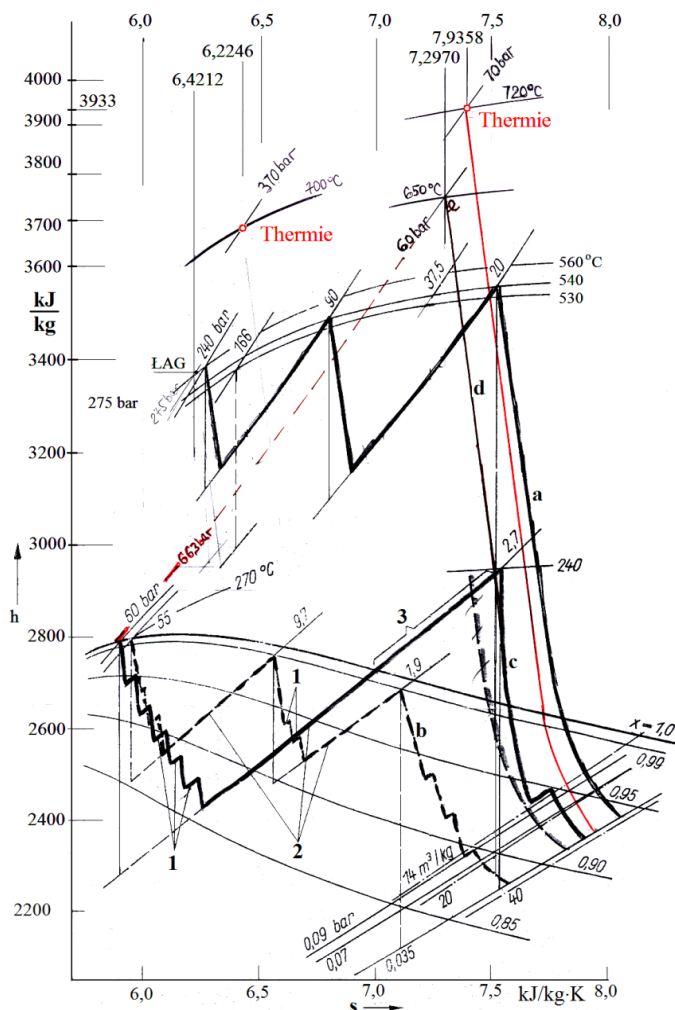
Współczesne siłownie jądrowe z reaktorami chłodzonymi wodą pod ciśnieniem (PWP, WWER) charakteryzują się niskimi parametrami pary, wytwarzanej we wtórnym obiegu reaktora, dla zasilania turbin energetycznych. Ciśnienie pary świeżej, przeważnie nasyconej, o wilgotności resztkowej 1÷2%

lub lekko przegrzanej ( $\sim 2\div 30$  K), wynosi 30 do 70 bar a temperatura do  $268^{\circ}\text{C}$ . Wynika to z ograniczonej temperatury uranu i maksymalnej, dopuszczalnej jej wartości dla koszulek paliwowych.

Ekspansja pary nasyconej w części wysokoprężnej turbiny może przebiegać z jednokrotną lub dwukrotną zewnętrzną separacją wody z przepływu oraz bez lub z pojedynczym przegrzaniem (Rys. 3-47 – krzywe c) i d)). Ciśnienie wylotowe z niskoprężnej części turbiny  $p_A$  zależy od warunków chłodzenia skraplacza i wynosi około 0,035 bar dla wody chłodzącej z otwartych zbiorników i rzek lub  $p_A \approx 0,07$  bar dla chłodzenia obiegowego.

Niskie parametry pary dolotowej i niskie ciśnienia w skraplaczu, przy jednocześnie bardzo dużej mocy cieplnej reaktora jądrowego, rzutują na konstrukcje turbozespołu parowego zarówno w jego części wysokoprężnej (cała ekspansja przebiega w zakresie pary mokrej, co wiąże się z opanowaniem problemów korozji i erozji), jak i niskoprężnej, w której problemy stwarzają bardzo duże strumienie objętości w ostatnich stopniach (dla turbiny o mocy 100 MW i ciśnieniu w skraplaczu 0,035 bar strumień objętości na wylocie z ostatnich stopni wynosi około  $40000\text{ m}^3/\text{s}$  i wyżej).

Tak duże strumienie objętości wymagają granicznych ze względów wytrzymałościowych wymiarów tych stopni oraz specjalnych materiałów na łopatki (np. stopy tytanu) przy możliwej do przyjęcia liczbie wylotów do skraplacza. Pewnym wyjściem z tej sytuacji był podział zasilania na dwie równoległe pracujące turbiny (np. dotychczasowe rozwiązanie zagraniczne obiegu wtórnego reaktora WWER 440 z tak zwanym duo-blokiem albo przejście na połówkowe prędkości obrotowe turbin  $1500/1000\text{ min}^{-1}$ , co powoduje znaczne utrudnienia w budowie takich turbozespołów, w ich transporcie na miejsce montażu i realizacji inwestycji oraz eksploatacji). Turbiny jednowałowe o częstości obrotów 50 Hz są prostsze, tańsze w budowie i eksploatacji. Do dużych osiągnięć krajowego przemysłu turbinowego należy zatem zaliczyć projekt turbiny 4CK465 (współpraca Zamechu Elbląg z firmą szwajcarską Brown Boveri) dla budowanego pierwszego bloku (i dalszych trzech bloków) z reaktorem WWER 440 w Żarnowcu oraz przyszłościowego bloku WWER 1000 z turbiną 6CK1000, pięciokadłubową z ośmioma wylotami do skraplacza (przekrój wzdłużny turbozespołu 4CK440 w [75]), a podstawowe dane obydwu bloków jądrowych WWER440 i WWER1000 przedstawiono w Tabeli 3-1).



Rys. 3-47. Przybliżone przebiegi ekspansji nowoczesnych turbin parowych kondensacyjnych:

a – turbina parowa na nadkrytyczne parametry pary świeżej i z dwukrotnym przegrzaniem wtórnym, b – turbina na parę nasyconą o dwukrotnym odwodnieniu zewnętrznym bez przegrzania wtórnego, c – turbina na parę nasyconą z pojedynczym odwodnieniem zewnętrznym i przegrzaniem wtórnym, d – turbina siłowni Łagisza przy powiększonej temperaturze przegrzewu wtórnego (275 bar / 564,8°C / 48,8 bar / 650°C); 1 – osuszanie pary przez odwodnienia wewnętrzne, 2 – osuszanie pary przez odwodnienia zewnętrzne, 3 – przegrzanie wtórne parą świeżą, 4 – przegrzanie wtórne w kotle konwencjonalnym

Znaczące ilości wysokotemperaturowego ciepła odlotowego z turbiny parogazowej dwupaliwowego bloku SGT-Łag 460, jakie powstają przy ekspansji parogazu do ciśnienia atmosferycznego, mogą być wykorzystane w siłowniach

jądrowych typu PWR (WWER) do podniesienia parametrów, a głównie temperatury pary nasyconej generowanej w obiegu wtórnym reaktora. Przegrzanie pary zasilającej część wysokoprężną turbiny stwarza możliwość znacznego spadku entalpii w tej części turbiny i wiąże się z polepszeniem jej sprawności wewnętrznej i mocy.

Tabela 3-1. Podstawowe parametry bloków jądrowych z reaktorami WWER wg [75]

| Parametry                                            | WWER-440 | WWER-1000 | PWR-970 <sup>1</sup> |
|------------------------------------------------------|----------|-----------|----------------------|
| Moc cieplna reaktora, MJ/s                           | 1373,0   | 3000,0    | 2855,0               |
| Moc elektryczna bloku, MW                            | 465,0    | 1000,0    | 970,0                |
| Ciśnienie pary świeżej, MPa                          | 4,7      | 6,4       | 6,63                 |
| Temperatura pary, °C                                 | 256,0    | 278,5     | 282,1                |
| Ciśnienie pary wylotowej, kPa                        | 4,8      | 5,4 (4,8) | 7,1 (4,8)            |
| Całkowita sprawność cieplna, %                       | 32,0     | 33,3      | 34,0                 |
| Wydajność wytwornicy pary, kg/s (strumień masy pary) | 750,0    | 1632,0    | 1600,844             |

Zależnie od proporcji mocy cieplnej reaktora jądrowego i parogazu odlotowego z turbiny SGT można rozdzielić, zgodnie z kryterium maksymalnej do osiągnięcia sprawności turbozespołu parowego, ciepło odlotowe na przegrzanie pary świeżej dla części WP i pary wtórnej zasilającej część NP turbozespołu.

Przegrzanie wtórne pary, dające znaczne zwiększenie spadku entalpii, a w tym i mocy części NP, daje jednocześnie zmniejszenie gęstości i powiększenie stopnia suchości pary roboczej na wlocie do skraplacza. Wymagać to będzie przekonstruowania części NP obu turbin kondensacyjnych 4CK405 i 6CK1000 w celu dostosowania ich niskoprężnego układu łopatkowego do wzrostu strumienia objętości, co nie powinno obecnie stwarzać trudności, gdyż od oryginalnej konstrukcji tych turbin upłynęło już więcej niż całe ćwierćwiecze rozwoju techniki turbinowej, w którym to wymiary ostatnich stopni wzrosły prawie o połowę (np. 16 m<sup>2</sup> powierzchni jednego wylotu turbiny kondensacyjnej przy 1400 mm długości łopatki wirnikowej ze stopu tytanu stanowi obecny stan techniki).

Obliczenia termodynamiczne zespolonego bloku jądrowego typu WWER (PWR) poprzez wtórny obieg parowo-wodny z dwupaliwowym blokiem parogazowym SGT-Łag 460 przeprowadzono dla trzech różnych wartości temperatury przed turbiną  $T_{3C}$  i pięciu wartościach względnego udziału medium chłodzącego system łopatkowy przy ciśnieniu wylotowym turbiny 1,0 bar. Wszystkie potrzebne do obliczeń parametry bloku SGT Łag 460 zestawiono w Tabelach od 3-2 do 3-3, przy czym temperatura na wlocie do turbiny  $T_{3C} = 1500^{\circ}\text{C}$  jest już obecnie stosowana w turbinach gazowych klasy H i ATS,

<sup>1</sup> Typowy blok jądrowy budowany we Francji.

natomiast  $T_{3C} = 1700^{\circ}\text{C}$  jest temperaturą przewidywaną dla przyszłościowych systemów energetycznych opartych przede wszystkim na wykorzystaniu czystych paliw węglowodorowych, jak metan ( $\text{CH}_4$ ) a nawet wodór ( $\text{H}_2$ ) i tlen ( $\text{O}_2$ ), jako utleniacza (systemy te zostały szczegółowo omówione w rozdz. 2.4 niniejszej pracy).

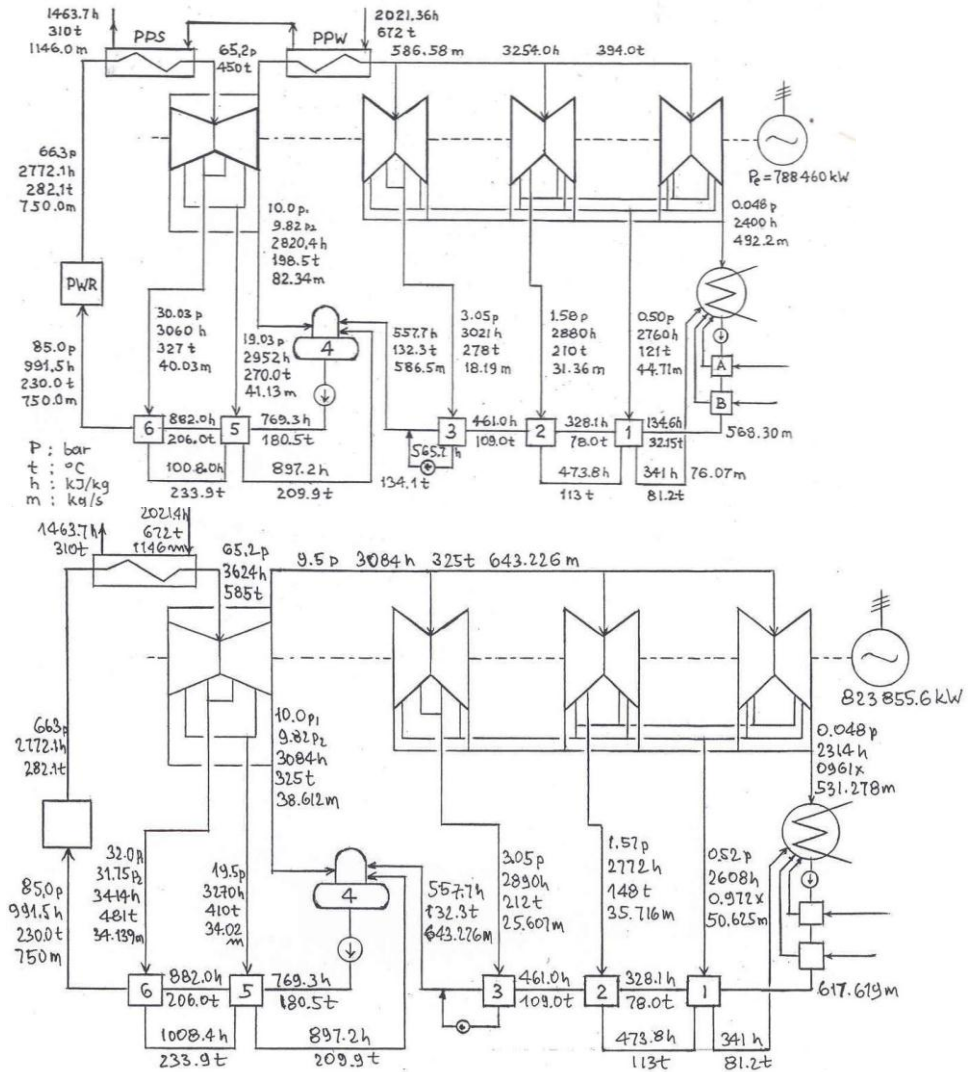
Temperaturę  $1500^{\circ}\text{C}$  przed turbiną parogazową przyjęto dla powietrza ( $\text{O}_2 = 21\%$ ,  $\text{N}_2 = 79\%$ ), (Tabela 3-2) i dla czystego tlenu otrzymywanego kriogenicznie (Tabela 3-3). Ponieważ chłodziwem dla turbiny parogazowej systemu SGT-Łag 460 jest para wodna, odlotowa z części wysokoprężnej turbiny parowej, a nominalny strumień masy pary z kotła wynosi  $358,9 \text{ kg/s}$ , przeto większe zużycie chłodziwa parowego (które przyjęto jako istotny parametr zmienny jak w przypadku turbin gazowych), skutkuje mniejszym zapotrzebowaniem utleniacza oraz mniejszą wydajnością i mocą sprężarki, gdyż chłodziwo pochodzi pośrednio z kotła parowego a nie, jak w turbinach gazowych, ze sprężarki powietrznej zespołu.

Wyniki obliczeń obiegu wtórnego zmodyfikowanego bloku jądrowego WWR-440 w sprzężeniu z blokiem SGT-Łag 460 o danych wg Tabeli 3-2 zestawiono na schematach (Rys. 3-48 i Rys. 3-49) dla trzech podstawowych wariantów, różniących się rozdysponowaniem wysokotemperaturowego strumienia ciepła odlotowego  $\dot{Q}_{HTHR}$  na przegrzew pary świeżej i pary wtórnej. Jak wynika z porównań dwóch skrajnych wariantów (Rys. 3-48 a i b), z których pierwszy ma zbliżone temperatury pary świeżej i wtórnej (odpowiednio  $450^{\circ}\text{C}$  i  $394^{\circ}\text{C}$ ), a drugi wykorzystuje całą ilość ciepła odlotowego turbiny parogazowej do podgrzania tylko pary świeżej, ten drugi wariant osiąga większą moc efektywną o około  $35,4 \text{ MW}$  niż pierwszy.

Tabela 3-2. Podstawowe parametry medium roboczego, mocy, sprawności turbiny parogazowej bloku DF-SGT-Łag 460,  $T_{3C} = 1700^{\circ}\text{C}$ ,  $p_4 = 1,0 \text{ bar}$

|                                                 |                          | Temperatura przed turbiną (pkt obliczeniowy 3) |                          |                          |                          |                          |
|-------------------------------------------------|--------------------------|------------------------------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
|                                                 |                          | $1700^{\circ}\text{C}$                         | $1578,9^{\circ}\text{C}$ | $1533,3^{\circ}\text{C}$ | $1477,5^{\circ}\text{C}$ | $1403,1^{\circ}\text{C}$ |
| Udział masowy chłodziwa, %                      |                          | 0,0                                            | 7,0                      | 10,0                     | 14,0                     | 20,0                     |
| Udział molowy w paro-gazie                      | $\text{H}_2\text{O}$ , % | 49,985                                         | 54,352                   | 55,903                   | 57,896                   | 60,570                   |
|                                                 | $\text{CO}_2$ , %        | 7,282                                          | 6,646                    | 6,420                    | 6,130                    | 5,741                    |
|                                                 | $\text{N}_2$ , %         | 42,734                                         | 39,002                   | 37,676                   | 37,974                   | 33,690                   |
| Strumień ciepła $\dot{Q}_{HTHR}$ , MJ/s         |                          | 880,34                                         | 639,9                    | 559,4                    | 463,9                    | 349,9                    |
| Temperatura wylotowa $T_4$ , $^{\circ}\text{C}$ |                          | 738,4                                          | 672,9                    | 647,7                    | 616,9                    | 575,0                    |
| Strumień masy parogazu, kg/s                    |                          | 1362,69                                        | 1148,62                  | 1082,37                  | 1009,5                   | 923,98                   |
| Efektywna sprawność term., %                    |                          | 44,39                                          | 44,45                    | 44,48                    | 44,52                    | 44,60                    |
| Wykorzystywalność paliwa, %                     |                          | 64,37                                          | 62,08                    | 61,03                    | 59,36                    | 57,03                    |
| Moc efektywna SGT, MW                           |                          | 1838,95                                        | 1491,09                  | 1383,76                  | 1265,62                  | 1127,77                  |





Rys. 3-48. Zmodyfikowany obieg wtórny siłowni jądrowej WWR440 sprzężonej z dwupaliwowym blokiem paragazowym SGT-Lag460;

PWR – wytwornica pary nasyconej; PPS – przegrzewacz pary świeżej; PPW – przegrzewacz pary wtórnej; 4 – odgazowywacz; 1÷3 – pod-grzewacze niskoprężne wody zasilającej wytwornicę pary; 5, 6 – podgrzewacze wysokoprężne

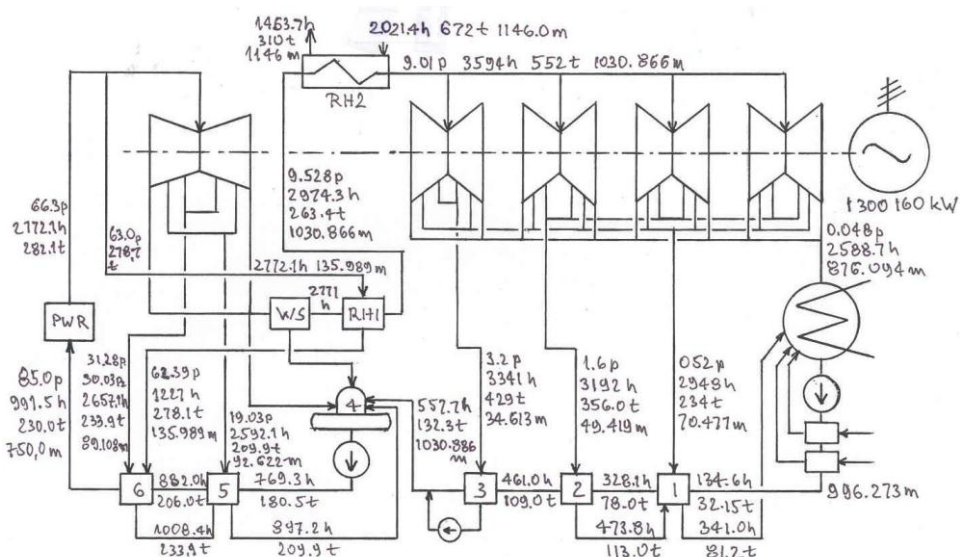
### 3.10.2.2. Sprężenie z siłownią nuklearną z ciśnieniowym reaktorem jądrowym (PWR) dla przegrzania pary świeżej doprowadzanej do części WP kondensacyjnej turbiny parowej

Możliwe jest również wykorzystanie siłowni nuklearnej do produkcji pary wodnej wykorzystywanej później w turbinie parogazowej. Dobrym przykładem wykorzystania dużej ilości wysokotemperaturowego ciepła odlotowego w siłowni DF-SGT dla ciśnienia  $p_4 = 1$  bar mogłaby być pierwsza polska niedokończona siłownia nuklearna WWER 440 w Żarnowcu (parametry jak w Tabeli 3-1).

Tabela 3-3. Parametry siłowni nuklearnej WWER w Żarnowcu wg [75]

|                                       |       |
|---------------------------------------|-------|
| Moc elektryczna, brutto, MW           | 465   |
| Strumień masy pary świeżej, kg/s      | 750   |
| Ciśnienie pary świeżej, MPa           | 4,315 |
| Temperatura pary świeżej, °C          | 258   |
| Ciśnienie wylotowe, kPa               | 4,8   |
| Ogólna sprawność termiczna siłowni, % | 32    |

Integracja obydwu siłowni poprzez wysokotemperaturowy wymiennik ciepła (HTHR) pozwala na przekazanie strumienia ciepła 680 MJ/s (TISO = 1613°C) lub 450 MJ/s (TISO = 1531°C) służącego do przegrzania mokrej pary wlotowej dostarczanej w rozwiązaniu oryginalnym do 50 Hz turbiny 4CK465 (kooperacja ZAMECHu z BBC, spójrz [75]). Zasilanie parą przegrzaną o temperaturze 610°C (TISO = 1613°C) lub 475°C (TISO = 1531°C) zaadaptowanego turbozespołu parowego 4CK465, pozwala na znaczne podniesienie mocy efektywnej zespołu do około 670 MW dla pierwszej wartości TISO lub też do 580 MW odpowiednio dla drugiej wartości TISO.



Rys. 3-49. Zmodyfikowany obieg wtórny siłowni jądrowej WWER440 sprzężonej z dwupaliwowym blokiem parogazowym SGT-Lag460;

PWR – wytownica pary nasyczonej; PPS – przegrzewacz pary świeżej; PPW – przegrzewacz pary wtórnej; 4 – odgazowywacz; 1÷3 – podgrzewacze niskoprężne wody zasilającej wytownicę pary; 6, 5 – podgrzewacze wysokoprężne

## 4. PRZYSZŁOŚCIOWE MOŻLIWOŚCI SPRZĘŻEŃ OMAWIANYCH TECHNOLOGII Z TURBINOWYM SILNIKIEM PAROGAZOWYM

Możliwości łączenia omawianych w rozdziałach 3.10.2.1 i 3.10.2.2. technologii z tanim, a przede wszystkim bezemisyjnym źródłem ciepła, jakim jest wysokotemperaturowy reaktor jądrowy w ciągle doskonalonych rozwiązaniach dla zastosowań przemysłowych (np. zgazowanie paliw węglowych), daje nowe perspektywy niskoemisyjnych siłowni kombinowanych o najwyższych sprawnościach produkcji energii elektrycznej i wytwarzania ciepła użytkowego.

Sprzężenie turbinowego silnika parogazowego z wysokotemperaturowym reaktorem jądrowym nowej generacji umożliwi zarówno produkcję paliw węglowodorowych, jak i nawozów azotowych z węgla w sprzężeniu z wytwarzaniem energii elektrycznej przy wykorzystaniu części produktu wyjściowego ze zgazowania węgla, jakim jest gaz syntezowy ( $\text{CO} + \text{H}_2$ ), do opalania turbozespołu parogazowego. Para do wtrysku do komory spalania zespołu gazo-turbinowego byłaby generowana w wytwornicy łącznie z parą technologiczną reformingu za pomocą ciepła reakcji jądrowych.

Dla przykładu, kombinat azotowy produkujący nawozy sztuczne z węgla (od etapu produkcyjnego amoniaku  $\text{NH}_3$  poprzez kwas azotowy  $\text{HNO}_3$  aż do saletry amonowej lub mocznika) wytwarzałby również energię elektryczną, wykorzystując ciepło procesowe w kombinowanym układzie parogazowym. Produktem (półsurowcem) byłby w tym przypadku również gaz syntezowy ze zgazowania węgla ciepłem reaktora wysokotemperaturowego. Oczywiście, zamiast gazu syntezowego, paliwem i surowcem wyjściowym mógłby być wodór, a cała ilość powstającego na etapie konwersji dwu sprzężeń dwutlenku węgla mogłaby być magazynowana.

W niniejszej pracy opisano sposób sprzęgnięcia turbinowego silnika parogazowego z siłownią parową opalaną węglem oraz z typowym procesem przemysłowym uwalniającym znaczne ilości ciepła odpadowego – tzn. z wytwórnią kwasu azotowego. Przedstawiono schemat cieplny układu, podano założenia i dane wyjściowe do obliczeń oraz przedstawiono ich wyniki.

Należy zwrócić jednak uwagę na fakt, że jego obieg jest obiegiem otwartym. Oznacza to, że łatwo można w nim wykorzystać dowolne zewnętrzne źródło ciepła, czy to poprzez wytworzenie odpowiedniej ilości pary wodnej wtryskiwanej do komory spalania, czy też do podgrzania powietrza dostarczanego do tejże samej komory spalania. Takim zewnętrznym źródłem ciepła może być nie tylko kocioł węglowy, ale i dowolne zewnętrzne źródło ciepła. Takimi procesami przemysłowymi mogą być chociażby omawiana wcześniej w rozdz. 2.2.1 instalacja wytwarzania kwasu azotowego, czy też rafineria ropy naftowej opisywana w rozdz. 2.2.2 (proces fluidalnego krakingu katalitycznego), a także szeroko rozumiane procesy wytwarzania i przeróbki stali (rozdz. 2.2.3). Możliwość sprzężenia proponowanego silnika rozpatrywano w [26].

## 5. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

Przedstawiona praca stanowi przegląd i analizę termodynamiczną wielu, pojawiających się w światowej literaturze technicznej ostatnich lat, systemów energetycznych z turbinami gazowymi i parowymi przeznaczonych do produkcji energii elektrycznej z najwyższą sprawnością przy możliwie niskiej, a nawet przy braku, emisji gazów cieplarnianych do atmosfery.

Przedstawiono i przeanalizowano zarazem dwa, własnego pomysłu, innowacyjne systemy energetyczne, które przy wykorzystaniu w jak najszerszym zakresie krajowych zasobów paliwowych (węgiel kamienny i brunatny, biomasa) pozwolą na sprzężenie z różnymi instalacjami przemysłowymi w aspekcie uzyskania: wysokiej efektywności paliwowej, niskiej emisji szkodliwych gazów do atmosfery i oszczędnego użycia drogiego importowanego paliwa gazowego, a jednocześnie stanowiącego podstawowy surowiec do produkcji w wielu gałęziach przemysłu chemicznego.

Pierwszy z tych dwóch proponowanych systemów energetycznych (omówiony w rozdziałach 2.2.1 do 2.2.3) należy zaliczyć pod względem układu i konstrukcji do znanych już od prawie półwiecza kombinowanych siłowni gazowo-parowych, które wykazują najwyższą sprawność spośród wszystkich znanych w świecie systemów produkcji energii elektrycznej dużych mocy i są nadal doskonalone z perspektywą uzyskania sprawności netto znacznie powyżej dotychczasowej granicy 60%.

Adaptacja w tym kombinowanym systemie gazowo-parowym turbozespołu gazowego sprowadza się do wykorzystania zewnętrznego (względem tego systemu) źródła ciepła procesowego lub odpadowego z różnych instalacji przemysłowych (np. produkcja nawozów azotowych, paliw energetycznych, tworzyw sztucznych), czy też ciepła spalania niskokalorycznych gazów odpadowych (np. z procesów hutniczych).

Do siłowni wielopaliwowych (hybrydowych) można zaliczyć również scalony z siłownią parową opalaną węglem (lub innym rodzajem paliw stałych i odpadowych gazów palnych) turbinowy silnik parogazowy spalający metan lub inne czyste paliwo płynne. Silnik ten został przedstawiony po raz pierwszy na szerszym gremium (The International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition New Orleans, 2001) przez R. Chodkiewicza [22] w dwóch wersjach: jako jednostka autonomiczna i w scaleniu z siłownią parową opalaną paliwem węglowym.

W wersji autonomicznej jest to turbinowy system energetyczny z wewnętrznym spalaniem, przy czym mieszanina pary wodnej i gazów spalinowych stanowi medium robocze. Ciepło jest doprowadzane do systemu poprzez spalanie paliwa gazowego w komorze spalania łącznie z wytworzoną rekuperacyjnie parą wodną spełniającą rolę inerty. Odmienne niż w znanym systemie STIG (np. klasyczny obieg Chenga [67]), ekspansja parogazu w turbinie

jest głębsza, nawet znacznie poniżej ciśnienia atmosferycznego, a parogaz jest po ekspansji schładzany początkowo w rekuperacyjnym wymienniku ciepła, stanowiącym odzyskową wytwornicę pary, a w końcu w pseudo-kondensatorze, gdzie następuje wydzielenie znacznej części wody, a wilgotne wychłodzone gazy spalinowe ( $\text{CO}_2 + \text{N}_2 + \text{reszta O}_2$ ) są sprężane w specjalnej sprężarce do ciśnienia atmosferycznego i wydalanie na zewnątrz.

W wersji autonomicznej ogólna sprawność systemu nie przekracza 47% dla temperatury przed turbiną  $1300^\circ\text{C}$  i temperatury wtryskiwanej pary  $300^\circ\text{C}$  i zależy silnie od sprężu sprężarki powietrznej a słabo od ciśnienia wylotowego z turbiny. Porównując sprawność procesu Chenga z turbinowym silnikiem parogazowym, np. przy sprężu  $\pi = 15$ , stwierdza się przyrost sprawności tylko o 7 punktów procentowych wyższy od Chenga przy ciśnieniu za turbiną 0,1 bar.

Obniżenie ciśnienia wylotowego z turbiny parogazowej dla uzyskania najlepszych warunków wykorzystania ciepła odlotowego do podgrzewania wody zasilającej kocioł może być również szczególnie efektywne dla uzyskania dodatkowej mocy, jeśli ekspandujący w turbinie parogaz zawiera dużą ilość pary wodnej, czemu sprzyja:

- paliwo o dużej zawartości wodoru;
- wysoka temperatura zarówno wtryskiwanej do komory spalania wtórnie przegrzanej w kotle pary, jak i utleniacza (powietrze, powietrze wzbogacone tlenem, jak i czysty tlen);
- niezbyt wysoka temperatura parogazu przed turbiną sprzyjająca większym wartościom jednostkowego wtrysku;
- niska temperatura wody chłodzącej skraplacz – separator gazów nieskraplających się oraz chłodzenie międzystopniowe ssawo-sprężarki tych gazów;
- stosowne wzbogacenie powietrza sprężanego tlenem dla zmniejszenia wytwarzanego w procesie spalania ciepła na podgrzanie azotu i wykorzystania go do podgrzewania zwiększonej masy pary wodnej z wtrysku; jednocześnie zmniejsza się moc potrzebna na sprężanie wskutek ubytku odpowiedniej części azotu; byłoby korzystne użycie do wzbogacenia powietrza tlenu z procesów syntezy amoniaku lub zgazowania węgla, pozostałości rafinacyjnych, itp.;
- podgrzanie powietrza ciepłem procesowym dawałoby zmniejszenie mocy sprężarki w wyniku intensywniejszego chłodzenia.

Przedstawiony w pracy nowy typ turbinowego silnika parogazowego z obniżonym ciśnieniem za turbiną jest interesującym rozwiązaniem możliwym do zastosowania w sprzężeniu z różnego rodzaju procesami przemysłowymi.

1. Spełnia on następujące wymagania stawiane napędom przemysłowym:
  - a) charakteryzuje się wysoką sprawnością (do 60%);
  - b) rozwija znaczną moc potrzebną do napędu dużych maszyn procesowych (prawie 600 MW);
  - c) jest łatwo adaptowalny do różnego rodzaju procesów przemysłowych.

2. Sprawność nowego rodzaju silnika parogazowego może być porównywalna ze sprawnością obiegu kombinowanego parowo-gazowego. Należy przy tym zauważyć, że o ile w obiegu kombinowanym parowo-gazowym moc wskutek zastosowania dodatkowej turbiny parowej wzrasta zazwyczaj o około 50%, to wtrysk pary wodnej zastosowany w turbinie parogazowej podnosi tę moc kilkukrotnie w stosunku do mocy uzyskiwanej z silnika turbospalinowego pracującego w obiegu prostym.
3. Zużycie gazu ziemnego w proponowanym silniku parogazowym jest mniejsze niż w obiegu kombinowanym gazowo-parowym wskutek wykorzystania do generacji ciepła odpadowego z procesu przemysłowego (rozdz. 2.2) czy też kotła węglowego jako zewnętrznego źródła ciepła (rozdz. 3).
4. To czy celowe jest zastosowanie sprężarki gazów odlotowych do podniesienia sprawności i mocy całego układu energetycznego zależy od konfiguracji układu. Można sobie wyobrazić przypadek, w którym spaliny opuszczające turbinę są całkowicie wykorzystywane do podgrzania wody zasilającej kocioł węglowy i wówczas może się okazać, że stosowanie sprężarki wylotowej podnoszącej moc uzyskiwaną w turbinie wcale nie podnosi sprawności układu.
5. Nowy parogazowy silnik turbinowy jest łatwo adaptowalny do zmiennych warunków pracy. Oznacza to, że w okresach zwiększonego zapotrzebowania na ciepło użytkowe ten sam silnik poprzez zmianę np. częstości obrotów sprężarki wylotowej może produkować więcej ciepła użytkowego kosztem zmniejszonej produkcji mocy elektrycznej lub też zrezygnować z wytwarzania ciepła użytkowego, maksymalizując uzyskiwaną z silnika moc.

## LITERATURA

- [1] **Agren N.D.:** Advanced Gas Turbine Cycles with Water-Air Mixtures as Working Fluid, 2000, PhD Thesis, Royal Institute of Technology Dept of Chemical Engineering / Energy Processes, Stockholm.
- [2] **Agren N.D., Westermarck M.O., Bartlett M.A., Lindquist T.:** First Experiments on an Evaporative Gas Turbine Pilot Plant – Water Circuit Chemistry and Humidification Evaluation, 2000, ASME Paper No. 2000-GT-168.
- [3] **Ainley D.G.:** Internal Cooling for Turbine Blades, Aeronautical Research Council R and M 3013, 1957.
- [4] **Bartlett M.A., Westermarck M.:** A Study of Humidified Gas Turbines for Short-Term Realization in Midsized Power Generation – Part I: Nonintercooled Cycle Analysis, 2005, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, January 2005, ss. 91-99.
- [5] **Bartlett M.A., Westermarck M.:** A Study of Humidified Gas Turbines for Short-Term Realization in Midsized Power Generation – Part II: Intercooled Cycle Analysis, 2005, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, January 2005, ss. 100-108.
- [6] **Bartlett M., Westermarck M.:** Experimental Evaluation of Air Filters and Metal Ion Migration in Evaporative Gas Turbine, 2004, ASME Paper No. JPGC 2001/PWR – 19119.
- [7] **Bednarek S., Porochnicki J.:** Straty brzegowe w turbinowej palisadzie łopatkowej pod wpływem odsysania i domieszania strug, 1987, Archiwum Budowy Maszyn, tom XXXIV, Zeszyt 4, ss. 381-402.
- [8] **Bohn D.:** SFB 561: Timing for 65% CC Efficiency with an Air-Cooled GT, 2006, Modern Power Systems, September 2006, ss. 25-29.
- [9] **Bolland O., Stadhaas J.F.:** Comparative Evaluation of Combined Cycle and Gas Turbine Systems with Water Injection, Steam Injection and Recuperation, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 117, 1995, ss. 138-147.
- [10] **Bhargava R., Bianchi M., Peretto A., Spina P.R.:** A Feasibility Study of Existing Gas Turbines for Recuperated, Intercooled and Reheated Cycle. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, July 2004, ss. 531-544.
- [11] **Boyce M.P.:** Gas Turbine Engineering Handbook, Sec. Ed., 2002, Gulf Prof. Publ.
- [12] **Cataldi G.:** Dry-Cooling for Water Recovery in Humidified Gas Turbines: Cycles, 2001, Master thesis, Royal Institute of Technology, Department of Chemical Engineering and Technology / Energy Processes, Stockholm, SE-1004 Sweden.
- [13] **Chmielniak T.J., Rusin A., Ćwiertnia K.:** Turbiny gazowe. Wyd. Ossolineum Wrocław 2001.
- [14] **Chodkiewicz R., Porochnicki J.:** Hoheffektive Energie Systeme fuer die Salpetersure Anlagen. VDI Berichte Nr 1457, 1999, ss. 249-258.



- 
- [15] **Chodkiewicz R., Porochnicki J., Świrski J.:** Analysis of Retrofit and/or Repowering of Older Coal Fuelled Steam Power Units of 120 MW Output by Means of Gas Turbine Sets. Proceedings of the POWER-GEN Europe 1999, Frankfurt – June 1999.
- [16] **Chodkiewicz R., Porochnicki J., Potapczyk A., Sebesta J.:** Ekonomiczeskije i ekologiczeskije efekty sowmiestnowo proizvodstwa azotnoj kisłoty elektriczeskoj i tieplowoj enrgiji s ispolzowanijem parogazowych tiechnologij. Chemiczeskoje i nieftogazowoje maszinostrojenije, No. 12 2000, ss. 9-13.
- [17] **Chodkiewicz R., Porochnicki J., Donevski B., Krzton J.:** Repowering of 225 MW steam power units at fuel costs in Poland and Macedonia. Proceedings of the POWER-GEN Europe 2000, Helsinki, 20-22 czerwca 2000.
- [18] **Chodkiewicz R., Porochnicki J., Krztoń J., Donevski B.:** Turbina gazowa z rekuperacją ciepła w elektrociepłowniach parowych (na przykładzie modernizacji bloku 225 MW), Konf. Naukowo-Techniczna – Elektrociepłownie Gazowo-Parowe, EGP 2000, Poznań-Kiekrz. 11-12 grudnia 2000.
- [19] **Chodkiewicz R., Porochnicki J.:** Turbina gazowa z rekuperacją ciepła w kombinowanych procesach gazowo-parowych dla wytwarzanie energii elektrycznej i ciepła użytkowego, Zespołowa Nagroda Badawcza Siemens, Warszawa 6.05.2000.
- [20] **Chodkiewicz R., Donevski B., Krysiński J., Krztoń J., Porochnicki J.:** Recuperated Gas Turbine Integrated with the PFBC Combined Cycle Power Plant, ASME-ZSITS International Thermal Science Seminar, Bleed, Slovenia, ISBN 962-6353-27-6, ss. 11-14 June 2000.
- [21] **Chodkiewicz R., Porochnicki J.:** Recuperated Gas Turbine as Topping Combustor for PFBC Power Plant, COMPOWER 2000, Gdańsk, 23-24 November 2000, ss. 103-110.
- [22] **Chodkiewicz R., Porochnicki J., Kaczan B.:** Steam-Gas Condensing Turbine System for Power and Heat Generation Presented at the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition New Orleans June 4-7, 2001, 2001-GT-97.
- [23] **Chodkiewicz R., Krysiński J., Porochnicki J.:** A Recuperated Gas Turbine Incorporating External Heat Sources In the Combined Gas-Steam Cycle, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 2002, Vol. 124, s. 263-269.
- [24] **Chodkiewicz R., Porochnicki J., Gruszczyński J., Rostkowski R.:** Steam-Gas Condensing Turbine in the Dual-Fuel Arrangement with a Circulating Fluidized Bed Boiler, ASME Paper No. GT-2002-30164, 2002.
- [25] **Chodkiewicz R., Porochnicki J., Gruszczyński J., Rostkowski R.:** Steam Injection Gas Turbine with Lowered Outlet Pressure in Dual-Fuel Energy Systems, 2002, VDI-Berichte 1714, ss. 143-154.

- 
- [26] **Chodkiewicz R.** i zespół: Sprawozdanie z realizacji projektu badawczego nr rejestracyjny 8 T10B 065 21 Obiegi silnika turboparogazowego z kondensacją i rekompresją gazów wylotowych, Prace IMP PŁ Nr 1497 Łódź październik 2003.
- [27] Combined Heat and Power: Avedore 2 sets New bench-mark for efficiency, flexibility and environmental impact, MPS, January 2000, ss. 25-33.
- [28] **Coward H.F., Jones G.W.:** Bureau of Mines Bull 1952, Limits of flammability of gases & vapors, Bulletin 503.
- [29] **Day C.R.B., Oldfield M.L.G., Lock G.D.:** Aerodynamic Performance of an Annular Cascade of Film Cooled Nozzle Guide Vanes Under Engine Representative Conditions, Experiments in Fluids, 1999.
- [30] **De Ruyck J., Bram S., Allard G:** Revamp Cycle: a New Evaporative Cycle without Saturation Tower, ASME Paper No. 96-GT-361, 1996.
- [31] **Domeracki W.F., Dowdy T.E., Bachovchin D.M.:** Topping Combustor Status for Second Generation Pressurized Fluidized Bed Cycle Application, Journal of Eng. for Gas Turbines and Power, January 1997, Vol. 119, ss. 27-38.
- [32] **Eckhardt D.:** Advanced Gas Turbine Technology – a Challenge for Science and Industry, CMP Turbomachinery No. 128 Vol. I, SYMKOM'05, ss. 167-178.
- [33] **El Masri M.A.:** Exergy Analysis of Combined Cycles – Part I: Air Cooled Bryton-Cycle Gas Turbines, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 207, 1988, ss. 31-47.
- [34] **El Masri M.A.:** Exergy Analysis of Combined Cycles – Part I: Air Cooled Bryton-Cycle Gas Turbines, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 207, 1988, ss. 31-47.
- [35] **Evans R.L., Avastasiou R.B.:** On the Performance of Pressurized Fluidized Bed Combined Cycles for Power Generation, 1985. Proc. Inst Mech. Engrs., Vol. 199, No. A12, Mech. E., s. 45-51.
- [36] **Frutchi H.V.:** Highest efficiencies for electrical power generation with combined cycle plants, ABB Review 3/1990, s. 12-18.
- [37] **Gambini M., Gruiozzi G.L., Vellini M.:**  $H_2/O_2$  Cycles: Thermodynamic Potentialities and Limits”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, July 2005 Vol. 127, s. 553-563.
- [38] **Gundlach W.R.:** Maszyny Przepływowe cz. 1, PWN, Warszawa 1976.
- [39] **Gundlach W., Porochnicki J.:** Ueber einige Forschungsergebnisse auf dem Gebiet der Aerodynamik axialer Schaufelgitter, 1984, Wissenschaftliche Zeitschr. der TU Dresden, Heft 4 (1984), ss. 269-274.
- [40] **Grilli P.G., Bauer F.:** Kohlekraftwerke: Deutsche und internationale Entwicklungen und Forschungsprogramme. XXXVI Kraftwerke Colloquium.
- [41] **Górski J., Yantovski E.:** New Opportunities of a Reduction of the Carbon Dioxide Emission from Power Plants, Proceedings of the Second International Scientific

- Symposium on Technical, Economical and Environmental Aspects of Combined Cycle Power Plants – COMPOWER 2000, Gdansk, 23-24 November 2000.
- [42] **Hansen S., Jansen S.E.:** Hybrid units at Map Ta Phut are first of kind, Modern Power Systems. August 2000, ss. 33-39.
- [43] **Hartsel J.E.:** Prediction of Effects of Mass-Transfer Cooling on the Blade-Row Efficiency of Turbine Airfoils, AIAA Paper 72-11, 1972.
- [44] **Hobler T.:** Ruch ciepła i wymienniki, WNT, Warszawa 1976, s. 384.
- [45] **Hongguang Jin, Shien Sun, Wei Han:** Proposal of a Novel Multifunctional Energy System for Cogeneration of Coke, Hydrogen, and Power, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, September 2009, Vol. 131, 052001 ss. 1-8.
- [46] **Holland M.J. and Thake T.F.:** Rotor Blade Cooling in High Pressure Turbines, AIAA J. of Aircraft, 17, No. 6, 1980, ss. 412-418.
- [47] **Horlock J.H.:** Axial Flow Turbines, Butterworth, London 1966.
- [48] **Horlock J.H., Watson D.T., Jones T.V.:** Limitations on Gas Turbine Performance Imposed by Large Turbine Cooling Flows, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, July 2001, Vol. 123, ss. 487-494.
- [49] **Horlock J.H., Torbidoni L.:** Calculation of Cooled Turbine Efficiency, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, January 2008, Vol. 130, 011703 ss. 1-5.
- [50] **Imwinkelried B.:** ABB's Advanced Gas Turbines GT-24/GT-26: How the Most Efficient Gas Turbine Family was tested and Validated in a 4-Year Programme. Technical Paper Presented at PowerGen'94 AMERICAS, Dec. 7-9, Orlando, FL.
- [51] **Jackson J.B.A., Neto A.C.:** Whellens, Graz Turbine Performance Using Carbon Dioxide as Working Fluid in Closed Cycle Operation, ASME, 2000-GT-153.
- [52] **Jarosiński J.:** Techniki czystego spalania, WNT 1996, s. 115.
- [53] **Jericha H., Sanz W., Woisetschlaeger J., Fesharaki M.:** CO<sub>2</sub> – Retention Capability of CH<sub>4</sub>/O<sub>2</sub> – Fired Gratz Cycle, CIMAC 1995, G07.
- [54] **Jericha H., Fesharaki M.:** The Graz Cycle - 1500°C Max temperature Potential H<sub>2</sub>-O<sub>2</sub> Firing, 1995, ASME COGEN TURBO POWER'95, Vienna, 95-CTP-79.
- [55] **Jericha H., Fesharaki M., Lukasser A., Takesh H.:** Graz-Cycle – eine Innovation zur CO<sub>w</sub>-Minderung, BWK Bd. 50(1998), No. 10, ss. 30-34.
- [56] **Jericha H., Gottlich E.:** „Conceptual Design for an Industrial Prototype Graz Cycle Power Plant”, ASME, GT-2002-30118.
- [57] **Jericha H., Götllich E., Sanz W., Heitner F.:** Design Optimixation of Graz Cycle Prototype Plant 2004, Vol. 126, ss. 733-740.

- 
- [58] **Santz W., Jericha H., Bauer B., Götlich E.:** Qualitative and Quantitative Comparison of Two Promising Oxy-Fuel Power Cycles for CO<sub>2</sub> Capture, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, July 2009, Vol. 131, 031702 ss. 1-11.
  - [59] **Jericha H., Sanz W., Götlich E.:** Design Concept for Large Output Graz Cycle Gas Turbines”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, January 2008, Vol. 130, 011701 ss. 1-10.
  - [60] **Jones T.V.:** Definition of Heat Transfer Coefficients in the Turbine Situation, *Turbomachinery-Latest Developments in a Changing Scene*, ASME Paper No. C 423/046, 1991.
  - [61] **Kaczan B.:** Program do obliczania parametrów termodynamicznych gazów, IMP PŁ 1997.06.
  - [62] **Kaczan B.:** Wykres h-s. Program do wizualizacji procesów termodynamicznych, IMP PŁ 1997.04.
  - [63] **Kallmeyer S., Schippers K.:** Tendenzen in der Energie- und Kraftwerkstechnik aus der Sicht des Betreibers. VDI Berichte 1495 (1999), ss. 33-44.
  - [64] **Kather A.:** Etwicklungen und Perspektiven der verschiedenen fossilgefeuerten Kraftwerkstechnologien. VDI-GET-Tagung, Entwicklungslinien der Energietechnik, 04/05. September 2002, 10 seiten.
  - [65] **Kavanagh R.M., Parks G.T.:** A Systematic Comparison and Multi-Objective Optimization of Humid Power Cycles – Part II: Economics, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, July 2009, Vol. 131, 041701 ss. 1-10.
  - [66] **Kays W.M. and Crawford M.E.:** Convective Heat and Mass Transfer 3<sup>rd</sup> Ed., McGraw-Hill, New York 1993.
  - [67] **Keller A., Spangenberg C.:** Operating Experience with a Cheng Cycle Unit, *VGB Power Techn.* November 1998, ss. 16-22.
  - [68] **Konorski A.:** Zagadnienia termodynamiki pary wilgotnej, Wrocław – Warszawa – Kraków, Ossolineum, 1992.
  - [69] **Kraemer W.:** Die Druckwirbelachit auf der Schelle in die Zukauft – PEFBC – Grobaulegen in drei Lauder in Bau, *Sruder Druck (Nr 4134) aus Elektrizität – Wirtschaft Jg. 87 (1988) ss. 1194-1200.*
  - [70] **Kramer W., Pillai R.:** Verbesserte Hochleistungs-Version eines Kohlebefeuchten Kombi-Kraftwerkes mit Druckwirbelschichtfeuerung ASME pfbc, v20, MAT. INF.
  - [71] **Krylowicz W., Hanusek P.:** Probleme der Auslegung von Konvertergasgeblaesen, XXX Kraftwerktechnisches Kolloquium, Turbomaschinen fuer Kraftwerke, 1998, Dresden, poster PSV.
  - [72] **Krylowicz W., Hanusek P., Werner A., Janczak S., Porochnicki J.:** Uruchomienie linii odzysku gazu konwertorowego w Hucie Katowice S.A., *Ciepłne Maszyny Przepływowe* Nr 119, 2001, ss. 99-106.

- 
- [73] **Krylowicz W., Hanusek P., Porochnicki J.:** Effiziente Kraftwerksanlage mit Dampfenduesung In Die Gasturbine bei erniedrigten Turbinen-Austrittsdruck, 2004, XXXVI Kraftwerkstechnisches Kolloquium, Tagungsband I, ref. V.B.
- [74] **Krysiński J., Chodkiewicz R., Porochnicki J.:** Blok kombinowany gazowo-parowy zintegrowany z procesem krakingu fluidalnego ropy naftowej. Konferencja Naukowo-Techniczna – Elektrownie i Elektrociepłownie Gazowo-Parowe, EGP 2000, Poznań Kiekrz 2000.
- [75] **Laudyn D., Pielik M., Strzelczyk F.:** Elektrownie, III Wyd. WNT – Warszawa 1997.
- [76] **Li J., Johnson T.M., Zahn C., Tayler R.P., Liu Z., Jiang Z.:** Energy demand in China: Overview Report, Subreport Number 2 in China: Issues and Options in Greenhouse Gas Emissions Control, Report prepared for the Industry and Energy Division of the World Bank, with support from the Global Environment Facility, February 1995.
- [77] **Loggio A., Strasser A.:** CHENG Cycle Cogeneration System Application and Experience of Exhaust Gas Condensing, Proc. POWER'GEN'96 Budapest.
- [78] **Marten van der Burgt:** Hydrogen expands opportunities for power generation in refineries. Modern Power Systems, April 2004, ss. 21-25.
- [79] **Mc Conts C.Y., Stevens S.H.:** Five Spot Production Pilot on Tight Spacing: Rapid Evaluation of a Coal Bed Methane Block in the Upper Silesian Coal Basin, Poland, The 2001 International Coal Bed Methane Symposium University of Alabama, Paper-0124.
- [80] **Mc Neely M.:** GE's LMS 100, a 'Gme Changer, Diesel and Gas Turbine Worldwide, Jan.-Febr. 2004, ss. 38-42.
- [81] **Miller E.H., Schofield P.:** The Performance of Large Steam Turbine Generators with Water Reactors. Paper Winter Annual Meeting ASME by General Electric, New York 1972.
- [82] **Miller E.H.:** Blade Erosion – FCCU Power Recovery Expanders. 1989. D-R Turbo Products Division, Olean, N.Y.
- [83] **Miller A., Milewski J., Kiryk S.:** Remarks on Hydrogen-Fuelled Combustion Turbine Cycle, 2000, COMPOWER 2000, Gdańsk, ss. 239-248.
- [84] **Miller H.F.:** Blade-Erosion FCC Power Recovery Expanders Dresser-Rand. Turbo Products Division. Olean, NY.
- [85] **Nowak W.:** Circulating Fluidized Bed Technology for Power Generation – Polish Experience, XXXVI Kraftwerkstechnisches Kolloquium, Tagungsband I, 2004 Dresden, Vortrage V8.
- [86] **Okamura T., Koga A., Ito S. and Kawagishi H.:** Evaluation of 1700°C Class Turbine Blades in Hydrogen Fuelled Combustion Turbine System. ASME, 200GT-0615.

- 
- [87] **de Papee M., Dick E.:** Water Recovery in Steam-Injected Gas Turbines: a Technological and Economical Analysis, 1999, European J. Mech. Environ. Eng., ss. 195-204.
- [88] **Porochnicki J.:** Studium koncepcyjno-konstrukcyjne osiowych stopni turbiny, w których wykorzystuje się upusty regeneracyjne oraz odsysanie i domieszanie strug dla osuszania pary i poprawy sprawności stopni, 1972, Problem węzłowy 04.1.2 – Wytwarzanie Energii Elektrycznej w Elektrowniach Ciepłych z Reaktorami Jądrowymi, stron 47, 3 rys. zestaw. turbiny 6K500.
- [89] **Porochnicki J., Dębiec S., Hanusek P., Płoszajski A.:** Wpływ różnych sposobów odsysania warstwy przyściennej na stratę profilową palisady łopatkowej, 1981, Zesz. Nauk. IMP-PAN, Gdańsk, 114/1022/B1, ss. 81-103.
- [90] **Porochnicki J., Chodkiewicz J.:** Turbozespół gazowy z rekuperacją ciepła w przemysłowych systemach energetycznych. CMP 2001, Nr 119, ss. 45-51.
- [91] **Porochnicki J., Chodkiewicz R., Hanausek P., Kryłłowicz W.:** Conceptional Study Devoted to Gas Turbines with Off-Engine Compressors Incorporated into Coal-Fired Power Plants, CMP 2005, No. 128 ss. 427-440.
- [92] **Pruschek R.:** Zukünftige Kohlekraftwerke, BWK, 2001, Bd. 53, Nr 12, ss. 40-48.
- [93] **Radgen P.:** Fertilizer Production from Coal and Coal Bed Methane with Minimized Karbon Dioxide Emissions. 2002, VDI-Berichte No. 1714, 2002, ss. 229-242.
- [94] **Rao A.D., Joiner J.R.:** A Technical and Economic Evaluation of the Humid Air Turbine Cycle, (1990), Proc. Annual International Pittsburgh Coal Conference.
- [95] **Reeves S., Taillefert A.:** Reservoir Modeling for the Design of the RECOPL CO<sub>2</sub> Sequestration Project, Poland. Topical Report, U.S. Department of Energy Award Number DE-FC 26-FC 26-00 NT 409 24, July 2002.
- [96] **Rufli P.:** Systematische Berechnung über kombinierte Gas-Dampf-Kraftwerke, Diss. ETH Nr. 9178.
- [97] **Rydstrandt M., Westermarck M., Barlet M.:** An Analysis of the Efficiency and Economy of Humidified Gas Turbines in District Heating Applications, Proc. ECOS 2002, Vol. II, ss. 696-703.
- [98] **Schack K.:** Der industrielle Wärmeübergang, 8. Auflage, Düsseldorf, Stahleisen 1983.
- [99] **Scheffknecht G., Stamatelopoulos G.N., Lorey H.:** Moderne Kholekraftwerke. BWK, Bd. 54 (2002) Nr 6, ss. 45-51.
- [100] **Shapiro A.H.:** The Dynamic and Thermodynamic of Compressible Fluid Flow, Ronald Press, New York 1953.
- [101] **Shoko Ito; Hiroshi Saeki, Asako Inomata, Fumio Ootomo, Katsuya Yamashita, Yosshitaka Fukujama, Elichi Koda, Turu Takehashita, Mikio Sato, Miki Koyama Turu Ninomiya:** Conceptual Design and Cooling Blade Development

- 1700°C Class High-Temperature Gas Turbine, 2005, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 2005, Vol. 127, ss. 359-368.
- [102] **Shrivastava K.D., Maccallum N.R.L.:** The Effect of a Transversely Injected Stream on the Flow through Turbine Cascades – Part I: Flow Effects, ASME PAPER No. 77-GT-87, 1987.
- [103] Staff report (Genset Review): The industrial Trent makes the grade, Modern Power Systems, Jan. 1999, ss. 51-53.
- [104] Staff Report: Industrial Trent stretches Sharp and technology, Modern Power Systems, September 2000, ss. 35-37.
- [105] **Stamatelopulos G.N., Klauke F., Stolzenberger C.G.:** KohleKraftwerke mit einem Wirkungsgrad von über 50% dargestellt am Project AD700 und COMTES 700. XXXVI Kraftwerkstechnisches Kolloquium, Dresden 2004, Vortrag V18.
- [106] **Svend Bram, De Ruyck J.:** Exergy analysis tool for ASPEN applied to evaporative cycle design, ECOS'96, Stockholm 1996.
- [107] **Szargut J., Cholewa A.:** Siłownia turbogazowa na wilgotne powietrze. Gospodarka Paliwami i Energią. 4/1997.
- [108] **Szargut J.:** Comparison of the Variants of a Primary Gas Turbine Supplementing a Coal-Fired Power Plant. Proc. of the conference ECOS'01 July 4-6, 2001, Istanbul, s. 325.
- [109] **Szargut J.:** Termodynamika – PWN, Warszawa 2000, Wyd. IV.
- [110] **Tacke M., Lenk U.:** Gasturbinen Produktinformationen 1998, Interne Unterlage, Siemens AG, Bereich Energieerzeugung (KWU).
- [111] **Traupel W.:** Thermische Turbomaschinen, Bd 1, 1977, Springer Verlag.
- [112] Turbiny gazowe – Ponowne rozpatrzenie obiegu HAT pozwala uzyskać lepsze osiągi, Modern Power Systems – Czerwiec 1993.
- [113] Ullmans Encyclopedia of Industrial Chemistry: Ammonia. Volume A2, ss. 143-242, 5<sup>th</sup> Edition, VCH Verlag, Weinheim, Germany 1985.
- [114] **Varley J.:** Modernizing Metrum: 40 green MW from a Coal Plant. Modern Power Systems, 2004 July, ss. 11-13.
- [115] **Varley J.:** Siersza: from polluter to Polish paragon, Modern Power Systems, July 2004.
- [116] VDI – Wärmeatlas, 3. Auflage, Dusseldorf, VDI-Verlag 1984.
- [117] **Venäläinen I., Psik R.:** 460 MW Supercritical CFB Boiler Design for the Łagisza Power Plant. PowerGen Europe 2007.
- [118] World Energy Outlook, International Energy Agency, 1998.
- [119] **Waldyr L.R. Gallo:** A comparison between the HAT cycle (humid air turbine) and other gas turbine based cycles, ECOS'96, Stockholm 1996.

- [120] **Westermaek M.:** Method and Device for Generation of Mechanical Work, if Desired Heat in an Evaporative Gas Turbine Process, International Patent Application, No. PCT/SE96/00936.
- [121] **Wiśniewski S.T.:** Wymiana ciepła, WNT, Warszawa 1997, s. 251.
- [122] **Yun H. Xiao, Rui X. Cai, Ru M. Lin:** Modelling HAT cycle and thermodynamic evaluation, ECOS'96, Stockholm 1996.



# SPIS RYSUNKÓW

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Rys. 2-1. Wykres przemian T-s i uproszczony schemat silnika turbospalinowego z chłodzeniem międzysekcyjnym sprężarki .....                                                                                                                                                                                                                                                                       | 20 |
| Rys. 2-2. Wykres przemian T-s i uproszczony schemat silnika turbospalinowego z rekuperacją ciepła spalin odlotowych (bez i z chłodzeniem międzysekcyjnym sprężarki) .....                                                                                                                                                                                                                        | 21 |
| Rys. 2-3. Wykres przemian T-s i uproszczony schemat obiegu kombinowanego gazowo-parowego z rekuperacją ciepła w systemie energetycznym (tzw. rekuperacją zewnętrzną) bez chłodzenia międzysekcyjnego sprężarki.....                                                                                                                                                                              | 22 |
| Rys. 2-4. Schemat układu kombinowanego gazowo-parowego z rekuperacją zewnętrzną wykorzystującego tlen zawarty w spalinach opuszczających turbinę gazową do spalania niskowartościowego paliwa odpadowego (NC) i podgrzanie tym ciepłem powietrza przed komorą spalania; .....                                                                                                                    | 23 |
| Rys. 2-5. Sprawność i moc elektryczna różnych układów turbozespołów gazowych odniesiona do sprawności i mocy prostego obiegu gazoturbinowego .....                                                                                                                                                                                                                                               | 23 |
| Rys. 2-6. Wykres przemian T-s i uproszczony schemat klasycznego układu gazowo-parowego.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                      | 24 |
| Rys. 2-7. Wykres przemian T-s i uproszczony schemat silnika turbospalinowego ze spalaniem sekwencyjnym w układzie kombinowanym gazowo-parowym.....                                                                                                                                                                                                                                               | 24 |
| Rys. 2-8. Schemat obiegu z wtryskiem pary wodnej (STIG) i dopalaniem w kotle odzyskowym oraz zależność między mocą elektryczną i ciepłą dla skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła użytkowego (obieg Chenga); .....                                                                                                                                                              | 25 |
| Rys. 2-9. Wykres przemian T-s i uproszczony schemat układu turbiny zasilanej powietrzem nawilżonym: .....                                                                                                                                                                                                                                                                                        | 25 |
| Rys. 2-10. Granice palności mieszanki metanu z powietrzem w funkcji dodatków gazów obojętnych chemicznie wg badań Cowarda i Jones'a [28].....                                                                                                                                                                                                                                                    | 26 |
| Rys. 2-11. Porównanie obiegu Carnota z: a) obiegiem Brayton-Joule'a (obieg prosty silnika turbospalinowego), b) obiegiem silnika turbospalinowego z chłodzeniem międzysekcyjnym sprężarki, c) obiegiem silnika turbospalinowego ze spalaniem sekwencyjnym, d) obiegiem silnika turbospalinowego ze spalaniem sekwencyjnym i obniżonym ciśnieniem wylotowym i rekompresją gazów spalinowych ..... | 28 |
| Rys. 2-12. Wykres przemian T-s i uproszczony schemat turbinowego silnika parogazowego (TSPG) w układzie autonomicznym: .....                                                                                                                                                                                                                                                                     | 29 |
| Rys. 2-13. Schemat wytwórni kwasu azotowego wg [23] .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        | 32 |
| Rys. 2-14. Wykresy temperatury w funkcji strumienia ciepła przekazywanego w poszczególnych wymiennikach jednociśnieniowej wytwórni kwasu azotowego (oznaczenia i numery wymienników – jak na Rys. 2-13) .....                                                                                                                                                                                    | 32 |
| Rys. 2-15. Schemat cieplny układu energetycznego z turbiną gazową sprzężoną z wytwórnią kwasu azotowego wg [14]:.....                                                                                                                                                                                                                                                                            | 33 |
| Rys. 2-16. Moc efektywna $P_e$ i strumień ciepła odlotowego $Q_{aus}$ (do kotła odzyskowego i turbiny parowej) w funkcji zredukowanego upustu $\delta_A$ powietrza procesowego sprężarki wg [14] .....                                                                                                                                                                                           | 34 |

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                            |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Rys. 2-17. Efektywna sprawność termiczna turbozespołu gazowego z wtryskiem gazu resztkowego w funkcji zredukowanego upustu powietrza procesowego sprężarki wg [14].....                                                                                                                                                                                    | 34 |
| Rys. 2-18. Konwencjonalny układ parowo-gazowy instalacji fluidalnego krakingu katalitycznego wg [82]:.....                                                                                                                                                                                                                                                 | 37 |
| Rys. 2-19. Kombinowany układ gazowo-parowy wykorzystujący energię procesu regeneracji katalizatora (turbina gazowa ściśle zintegrowana z procesem fluidalnego krakingu katalitycznego), wg [23]:.....                                                                                                                                                      | 38 |
| Rys. 2-20. Sprawność termiczna i paliwowa kombinowanej siłowni gazowo-parowej sprzężonej z procesem regeneracji katalizatora w funkcji upustu względnego powietrza procesowego (temperatura spalin przed turbiną $T_3 = 1100^{\circ}\text{C}$ , $1311^{\circ}\text{C}$ , $1455^{\circ}\text{C}$ ; spręż procesu gazoturbinowego $\pi = 20$ ), wg [23]..... | 38 |
| Rys. 2-21. Emisja $\text{CO}_2$ odniesiona do 1 MWh uzyskanej w kombinowanym układzie gazowo-parowym w funkcji upustu względnego powietrza procesowego ( $T_3 = 1100^{\circ}\text{C}$ , $1311^{\circ}\text{C}$ , $1455^{\circ}\text{C}$ ; $\pi = 20$ ).....                                                                                                | 39 |
| Rys. 2-22. Promieniowo-osiowa turbina rozprężna 03 TGW 5 (projekt koncepcyjny IMP PL).....                                                                                                                                                                                                                                                                 | 40 |
| Rys. 2-23. Schemat proponowanej siłowni parowo-gazowej z dopalaniem gazów odpadowych w odzyskowej wytwornicy pary zasilającej turbozespół parowy napędzający dmuchawę wielkopieczową. Sprężarka turbozespołu gazowego zasila powietrzem z upustu tlenownię stalowni konwertorowej.....                                                                     | 41 |
| Rys. 2-24. Siłownie HGT z niechłodzoną sprężarką wg [4].....                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 43 |
| Rys. 2-25. Porównanie charakterystyk obiegu STIG chłodzonego powietrzem (ac) i parą wodną (sc) wg [4].....                                                                                                                                                                                                                                                 | 43 |
| Rys. 2-26. Porównanie charakterystyk niechłodzonego obiegu STIG i PEvGT wg [4].....                                                                                                                                                                                                                                                                        | 45 |
| Rys. 2-27. Siłownie HGT z chłodzoną sprężarką wg [5].....                                                                                                                                                                                                                                                                                                  | 47 |
| Rys. 2-28. Silnik lotniczy PW4000 i turbina gazowa FT4000 HAT powstała wskutek przeróbki tego silnika wg [112].....                                                                                                                                                                                                                                        | 48 |
| Rys. 2-29. Wyniki obliczeń obiegu HAT wg [106].....                                                                                                                                                                                                                                                                                                        | 50 |
| Rys. 2-30. Schemat cieplny obiegu typu Graz opalanego metanem wg [54].....                                                                                                                                                                                                                                                                                 | 51 |
| Rys. 2-31. Wielowalowy układ turbozespołu „GRAZ CYCLE” wg [57].....                                                                                                                                                                                                                                                                                        | 52 |
| Rys. 2-32. Schemat rozplywu mediów obiegu GRAZ wg [57].....                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 53 |
| Rys. 2-33. Materiałowy i energetyczny bilans systemu ICSC wg [37].....                                                                                                                                                                                                                                                                                     | 55 |
| Rys. 2-34. Schemat układu wytwarzania mocy opartego na sekwestracji $\text{CO}_2$ wg [101].....                                                                                                                                                                                                                                                            | 58 |
| Rys. 2-35. Przekrój merydionalny turbiny klasy $1700^{\circ}\text{C}$ wg [101].....                                                                                                                                                                                                                                                                        | 59 |
| Rys. 2-36 Schemat układu chłodzenia turbiny HT1 wg [101].....                                                                                                                                                                                                                                                                                              | 60 |
| Rys. 2-37. Porównanie strumieni masy czynników chłodzących dla dysz i łopatek pierwszych stopni turbin wg [101].....                                                                                                                                                                                                                                       | 61 |
| Rys. 2-38. Konfiguracja układu chłodzenia łopatek kierujących i wirnikowych pierwszego stopnia wg [101].....                                                                                                                                                                                                                                               | 62 |
| Rys. 2-39. Zastosowanie struktur porowatych do chłodzenia turbin gazowych.....                                                                                                                                                                                                                                                                             | 64 |
| Rys. 2-40. Możliwa przyszłościowa konstrukcja łopatki turbinowej wg [8].....                                                                                                                                                                                                                                                                               | 65 |
| Rys. 2-41. Potencjalny wkład różnych technologii do całkowitej sprawności obiegu kombinowanego wg [8].....                                                                                                                                                                                                                                                 | 66 |
| Rys. 2-42. Uproszczony schemat siłowni hybrydowej Map Ta Phut wg [42].....                                                                                                                                                                                                                                                                                 | 68 |

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                            |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Rys. 2-43. Schemat połączeń dwóch różnych typów turbozespołów gazowych do siłowni parowej w celu „repoweringu”: a) poprzez system wodny, b) poprzez system parowo-wodny (przegrzanie wtórne pary, podgrzew wody zasilającej) wg [104].....                                                                                                                                                 | 69 |
| Rys. 2-44. Rozkład temperatury gazów wylotowych turbiny gazowej i wody zasilającej kocioł oraz temperatury egzergetycznej wg [108].....                                                                                                                                                                                                                                                    | 70 |
| Rys. 2-45. Rozkład temperatury oraz temperatury egzergetycznej gazów odlotowych, wody zasilającej kocioł i przegrzania wtórnego pary w zespole odzysku ciepła odlotowego turbiny gazowej wg [108] .....                                                                                                                                                                                    | 71 |
| Rys. 2-46. Schemat konstrukcyjny turbozespołów: a) ALSTOM GT-24, b) GE LM-6000, c) Westinghouse-Rolls-Royce WR-21 wg [10].....                                                                                                                                                                                                                                                             | 72 |
| Rys. 2-47. Szczegóły konstrukcyjne GT-24/GT-26 wg [32] .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 74 |
| Rys. 2-48. Schemat konstrukcyjny zmodyfikowanych sprężarek turbozespołu GT-24....                                                                                                                                                                                                                                                                                                          | 75 |
| Rys. 2-49. Schemat cieplny siłowni parowej 225 MW w sprzężeniu z turbozespołem spalinowym do podgrzewania wody zasilającej kocioł .....                                                                                                                                                                                                                                                    | 78 |
| Rys. 2-50. Schemat cieplny siłowni PCFBC sprzężonej z rekuperacyjną turbiną gazową .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                   | 79 |
| Rys. 2-51. Moc elektryczna uzyskiwana w turbinie gazowej, turbinie parowej i kompiuterze, strumień energii chemicznej doprowadzanej z paliwem węglowym i gazowym oraz sprawność termiczna układu siłowni PCFBC sprzężonej z rekuperacyjną turbiną gazową. Wszystkie wielkości odniesiono do 1 kg/s powietrza zasysanego przez sprężarkę turbozespołu. Temp. wylotowa sprężarki 418°C ..... | 79 |
| Rys. 2-52. Względna emisja CO <sub>2</sub> układu siłowni PCFBC sprzężonej z rekuperacyjną turbiną gazową. Wszystkie wielkości odniesiono do 1 kg/s powietrza zasysanego przez sprężarkę turbozespołu. Temp. wylotowa sprężarki 418°C .....                                                                                                                                                | 80 |
| Rys. 2-53. Siłownia z kondensacyjną turbiną parogazową i z odzyskową wytwornicą pary oraz sprzężona z kotłem węglowym i czołową turbiną parową wg [22] .....                                                                                                                                                                                                                               | 80 |
| Rys. 2-54. Ogólna sprawność termiczna oraz sprawność paliwowa siłowni parogazowej dla różnych wartości ciśnień za turbiną wg [22] .....                                                                                                                                                                                                                                                    | 81 |
| Rys. 2-55. Ogólna sprawność termiczna oraz moc elektryczna netto siłowni parogazowej dla różnych wartości temperatur przed turbiną wg [25] .....                                                                                                                                                                                                                                           | 82 |
| Rys. 2-56. Względna emisja CO <sub>2</sub> siłowni parogazowej dla różnych wartości temperatur przed turbiną wg [25].....                                                                                                                                                                                                                                                                  | 82 |
| Rys. 2-57. Względne emisje NO <sub>x</sub> i SO <sub>2</sub> siłowni parogazowej dla różnych wartości temperatur przed turbiną wg [25].....                                                                                                                                                                                                                                                | 83 |
| Rys. 2-58. Schematyczne przedstawienie wybranej do analizy konwencjonalnej siłowni opalanej węglem łącznie z parametrami procesowymi .....                                                                                                                                                                                                                                                 | 83 |
| Rys. 2-59. Schemat cieplny siłowni dwupaliwowej z turbiną parogazową z obniżonym ciśnieniem wylotowym wg [73].....                                                                                                                                                                                                                                                                         | 84 |
| Rys. 2-60. Jednowałowa turbina parogazowa zintegrowana z turbozespołem parowym. DRTS- napędowa turbina parowa .....                                                                                                                                                                                                                                                                        | 86 |
| Rys. 3-1. Schemat cieplny nowego bloku energetycznego DF-SGT zasilanego węglem i gazem ziemnym (lub gazem ze zgazowania węgla) w podstawowym układzie .....                                                                                                                                                                                                                                | 92 |

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Rys. 3-2. Schemat cieplny bloku DF-SGT w sprzężeniu z częścią średnioprężną i niskoprężną turbiny parowej jako wariant ze zwiększonym udziałem paliwa węglowego .....                                                                                                                                                                                    | 93  |
| Rys. 3-3. Schemat blokowy układu sprężania i wzbogacania mieszaniny doprowadzanej do komory spalania tlenem .....                                                                                                                                                                                                                                        | 96  |
| Rys. 3-4. Efektywna sprawność termiczna $\eta_{the\_max}$ odniesiona do dolnej wartości opałowej, z pełnym wykorzystaniem ciepła w wymienniku HTHR bloku SGT-Łag dla różnych udziałów pary chłodzącej łopatki turbiny.....                                                                                                                               | 102 |
| Rys. 3-5. Wykorzystywalność energii chemicznej paliwa w sprzężeniu z innym systemem $\lambda_{Fg}$ z pełnym wykorzystaniem ciepła w wymienniku HTHR bloku SGT-Łag dla różnych udziałów pary chłodzącej łopatki turbiny.....                                                                                                                              | 102 |
| Rys. 3-6. Moc elektryczna uzyskiwana w systemie w sprzężeniu z innym systemem $\lambda_{Fg}$ z pełnym wykorzystaniem ciepła w wymienniku HTHR bloku SGT-Łag dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury TIT 1700°C (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze ..... | 103 |
| Rys. 3-7. Strumień ciepła możliwy do wykorzystania w wymienniku HTHR dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury TIT 1700°C (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze .....                                                                                        | 103 |
| Rys. 3-8. Strumień ciepła możliwy do przekazania powietrzu przed komorą spalania $Q_{air}$ dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury TIT 1700°C (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze .....                                                                  | 104 |
| Rys. 3-9. Strumień ciepła dostępny do przegrzania pary wodnej opuszczającej czołową turbinę parową $Q_{steam}$ dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury TIT 1700°C (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze .....                                              | 104 |
| Rys. 3-10. Doprowadzany do systemu strumień energii chemicznej paliwa gazowego $Q_{CH4}$ dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury TIT 1700°C (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze .....                                                                    | 105 |
| Rys. 3-11. Emisja względna $CO_2$ dla bloku SGT-Łag dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury $T_{3\_TIT} = 1700^\circ C$ (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze .....                                                                                        | 105 |
| Rys. 3-12. Emisja względna $NO_x$ dla bloku SGT-Łag dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury $T_{3\_TIT} = 1700^\circ C$ (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze .....                                                                                        | 106 |
| Rys. 3-13. Emisja względna $SO_x$ dla bloku SGT-Łag dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury $T_{3\_TIT} = 1700^\circ C$ (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze .....                                                                                        | 106 |

|                                                                                                                                                                                                                                                                           |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Rys. 3-14. Emisja względna popiołu dla bloku SGT-Łag dla różnych udziałów czynnika chłodzącego w stosunku do strumienia masy parogazu w punkcie 3c dla temperatury $T_{3\_TIT} = 1700^{\circ}\text{C}$ (bez chłodzenia); do komory spalania doprowadza się powietrze..... | 107 |
| Rys. 3-15. Zależność stosunku strumienia masy pary wodnej doprowadzanej do komory spalania od temperatury $T_3$ przed pierwszym stopniem turbiny parogazowej SGT-Łag, $T_{3\_TIT} = 1700^{\circ}\text{C}$ .....                                                           | 108 |
| Rys. 3-16. Stosunek strumienia masy powietrza zasysanego przez sprężarkę wlotową do strumienia masy pary wodnej doprowadzanej do komory spalania ....                                                                                                                     | 108 |
| Rys. 3-17. Zależność temperatury parogazu i wody zasilającej kocioł od strumienia ciepła przekazywanego w obydwu ekonomizerach .....                                                                                                                                      | 109 |
| Rys. 3-18. Moc sprężarki powietrznej dla bloku SGT-Łag .....                                                                                                                                                                                                              | 109 |
| Rys. 3-19. Porównanie strumieni energii chemicznej paliwa gazowego i węglowego...                                                                                                                                                                                         | 110 |
| Rys. 3-20. Sprawność HHV dla dwóch temperatur TIT $1700^{\circ}\text{C}$ i $1500^{\circ}\text{C}$ dla różnych udziałów masowych pary chłodzącej łopatki w funkcji ciśnienia $p_4$ za turbiną .....                                                                        | 111 |
| Rys. 3-21. Sprawność $\eta_{\max}$ dla dwóch temperatur TIT $1700^{\circ}\text{C}$ i $1500^{\circ}\text{C}$ dla różnych udziałów masowych pary chłodzącej łopatki w funkcji ciśnienia $p_4$ za turbiną .....                                                              | 112 |
| Rys. 3-22. Zależność temperatury $T_{3\_TISO}$ oraz strumienia masy spalin od udziału masowego pary chłodzącej w parogazie dla dwóch różnych temperatur $T_{3\_TIT}$ .....                                                                                                | 113 |
| Rys. 3-23. Moc elektryczna systemu dla dwóch temperatur TIT $1700^{\circ}\text{C}$ i $1500^{\circ}\text{C}$ , dla różnych udziałów masowych pary chłodzącej łopatki w funkcji ciśnienia $p_4$ za turbiną .....                                                            | 114 |
| Rys. 3-24. Wykorzystalność paliwa gazowego dla dwóch temperatur TIT $1700^{\circ}\text{C}$ i $1500^{\circ}\text{C}$ , dla różnych udziałów masowych pary chłodzącej łopatki w funkcji ciśnienia $p_4$ za turbiną .....                                                    | 115 |
| Rys. 3-25. Sprawność $\eta_{\max}$ dla bloku SGT-Łag dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze/tlen przed komorą spalania równej 31%, $T_{3\_TIT} = 1700^{\circ}\text{C}$ .....                                                                                        | 117 |
| Rys. 3-26. Moc elektryczna dla bloku SGT-Łag dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze/ $\text{O}_2$ przed komorą spalania równej 31%, $T_{3\_TIT} = 1700^{\circ}\text{C}$ .....                                                                                       | 117 |
| Rys. 3-27. Strumień ciepła wysokotemperaturowego odprowadzany w wymienniku HTHR dla bloku SGT-Łag dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze / $\text{O}_2$ przed komorą spalania równej 31%, $T_{3\_TIT} = 1700^{\circ}\text{C}$ .....                                 | 118 |
| Rys. 3-28. Strumień ciepła wysokotemperaturowego odprowadzany w wymienniku parogaz-powietrze dla bloku SGT-Łag dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze/ $\text{O}_2$ przed komorą spalania równej 31%, $T_{3\_TIT} = 1700^{\circ}\text{C}$ .....                     | 118 |
| Rys. 3-29. Strumień ciepła wysokotemperaturowego odprowadzany w wymienniku (parogaz-woda zasilająca kocioł) dla bloku SGT-Łag dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze/ $\text{O}_2$ przed komorą spalania równej 31%, $T_{3\_TIT} = 1700^{\circ}\text{C}$ ...        | 119 |
| Rys. 3-30. Względna emisja $\text{CO}_2$ dla bloku SGT-Łag dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze/ $\text{O}_2$ przed komorą spalania równej 31%, $T_{3\_TIT} = 1700^{\circ}\text{C}$ .....                                                                         | 119 |
| Rys. 3-31. Względna emisja $\text{SO}_2$ dla bloku SGT- Łag dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze/ $\text{O}_2$ przed komorą spalania równej 31%, $T_{3\_TIT} = 1700^{\circ}\text{C}$ .....                                                                        | 120 |
| Rys. 3-32. Względna emisja $\text{NO}_x$ dla bloku SGT-Łag dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze/ $\text{O}_2$ przed komorą spalania równej 31%, $T_{3\_TIT} = 1700^{\circ}\text{C}$ .....                                                                         | 120 |

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Rys. 3-33. Sprawności siłowni SGT-Łag i SGT-West w funkcji udziału tlenu w mieszaninie doprowadzanej do komory spalania ( $T_{3\_TTT} = 1700^{\circ}\text{C}$ , $u_{ch} = 7\%$ , $p_4 = 0,4$ bar).....                                                                                                                                                                                                  | 121 |
| Rys. 3-34. Zależność mocy siłowni SGT-Łag i SGT-West od udziału tlenu w mieszaninie doprowadzanej do komory spalania ( $T_{3\_TTT} = 1700^{\circ}\text{C}$ , $u_{ch} = 7\%$ , $p_4 = 0,4$ bar).....                                                                                                                                                                                                     | 121 |
| Rys. 3-35. Strumień ciepła przekazywany w wymiennikach wysokotemperaturowych siłowni SGT-Łag i SGT-West w funkcji udziału tlenu w mieszaninie doprowadzanej do komory spalania ( $T_{3\_TTT} = 1700^{\circ}\text{C}$ , $u_{ch} = 7\%$ , $p_4 = 0,4$ bar).....                                                                                                                                           | 122 |
| Rys. 3-36. Sprawność termiczna $\eta_{the}$ bloku SGT-Łag dla temperatury $T_3 = 1613^{\circ}\text{C}$ (TISO), dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze / $\text{O}_2$ równych 21% oraz 91% oraz dla minimalnej różnicy temperatur w wymiennikach do podgrzewu wody zasilającej kocioł węglowy $\Delta T_{min} = 8$ K i 20 K.....                                                                   | 123 |
| Rys. 3-37. Moc elektryczna netto $P_{el}$ SGT-Łag dla temperatury $T_3 = 1613^{\circ}\text{C}$ (TISO), dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze/ $\text{O}_2$ równych 21% oraz 91% oraz dla minimalnej różnicy temperatur w wymiennikach do podgrzewu wody zasilającej kocioł węglowy $\Delta T_{min} = 8^{\circ}\text{C}$ i $20^{\circ}\text{C}$ .....                                             | 124 |
| Rys. 3-38. Strumień ciepła wysokotemperaturowego odprowadzany w wymienniku HTHR bloku SGT-Łag dla temperatury $T_3 = 1613^{\circ}\text{C}$ (TISO), dla zawartości tlenu w mieszaninie powietrze/ $\text{O}_2$ równych 21% oraz 91% oraz dla minimalnej różnicy temperatur w wymiennikach do podgrzewu wody zasilającej kocioł węglowy $\Delta T_{min} = 8^{\circ}\text{C}$ i $20^{\circ}\text{C}$ ..... | 124 |
| Rys. 3-39. Efektywna sprawność termiczna $\eta_{the}$ , sprawność termiczna netto $\eta_{the\_netto}$ oraz moce silnika parogazowego, sprężarki powietrznej a także dodatkowy strumień ciepła możliwy do wykorzystania w wymienniku HTHR dla temperatury $T_3 = 1700^{\circ}\text{C}$ i ciśnienia $p_4 = 1$ bar w funkcji względnego strumienia masy czynnika chłodzącego.....                          | 125 |
| Rys. 3-40. Zależność obliczeniowej temperatury przed pierwszym stopniem turbiny od względnego strumienia masy czynnika chłodzącego.....                                                                                                                                                                                                                                                                 | 125 |
| Rys. 3-41. Emisje szkodliwych związków w funkcji względnego strumienia masy czynnika chłodzącego.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                   | 126 |
| Rys. 3-42. Wysokotemperaturowy wymiennik ciepła HTHR jako odzysknicowa wytwornica pary świeżej i ewentualnie wtórnie przegrzanej.....                                                                                                                                                                                                                                                                   | 128 |
| Rys. 3-43. Podgrzanie sprężonego powietrza przed komorą spalania i przegrzanie wtórne pary dla wtrysku do komory spalania.....                                                                                                                                                                                                                                                                          | 128 |
| Rys. 3-44. Schemat ideowy separacji $\text{CO}_2$ z gazów odlotowych SGT.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           | 129 |
| Rys. 3-45. Obieg porównawczy.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       | 130 |
| Rys. 3-46. Siłownia nuklearna typu WWER1000.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        | 131 |
| Rys. 3-47. Przybliżone przebiegi ekspansji nowoczesnych turbin parowych kondensacyjnych:.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                           | 133 |
| Rys. 3-48. Zmodyfikowany obieg wtórny siłowni jądrowej WWER440 sprzężonej z dwupaliwowym blokiem parogazowym SGT-Łag460;.....                                                                                                                                                                                                                                                                           | 136 |
| Rys. 3-49. Zmodyfikowany obieg wtórny siłowni jądrowej WWER440 sprzężonej z dwupaliwowym blokiem parogazowym SGT-Łag460;.....                                                                                                                                                                                                                                                                           | 138 |

